

INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICH NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE  
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

(51) Internationale Patentklassifikation 6 :  F16H 45/02		A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 99/10663  (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 4. März 1999 (04.03.99)
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE98/02547			(74) Gemeinsamer Vertreter: LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH; Grauel, Andreas, D-77813 Bühl (DE).
(22) Internationales Anmeldedatum: 25. August 1998 (25.08.98)			
(30) Prioritätsdaten:			(81) Bestimmungsstaaten: AT, AU, BR, CA, CH, CN, CZ, DE, DK, ES, GB, HU, JP, KR, MX, NO, RU, SE, SK, UA, US.
197 37 022.5	26. August 1997 (26.08.97)	DE	
197 37 782.3	29. August 1997 (29.08.97)	DE	
197 40 151.1	12. September 1997 (12.09.97)	DE	
197 47 924.3	30. Oktober 1997 (30.10.97)	DE	
198 02 212.3	22. Januar 1998 (22.01.98)	DE	
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH [DE/DE]; Industriestrasse 3, D-77815 Bühl (DE).			Veröffentlicht <i>Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist; Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.</i>
(72) Erfinder; und			
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): MEISNER, Marc [DE/DE]; Witstunger Strasse 2, D-77815 Bühl (DE). MAIENSCHEIN, Stephan [DE/DE]; Böhlertalstrasse 47, D-77815 Bühl (DE). WAGNER, Uwe [DE/DE]; Gartenstrasse 6b, D-76547 Sinzheim (DE). UHLMANN, Frank [DE/DE]; Im Aufeld 7, D-77815 Bühl (DE). BOMAN, Wendy [US/US]; 2520 Impala Avenue, Wooster, OH 44691 (US). HECK, Thomas [DE/US]; 3783 Friendsville Road, Wooster, OH 44691 (US).			

**(54) Title: HYDRODYNAMIC TORQUE CONVERTER**

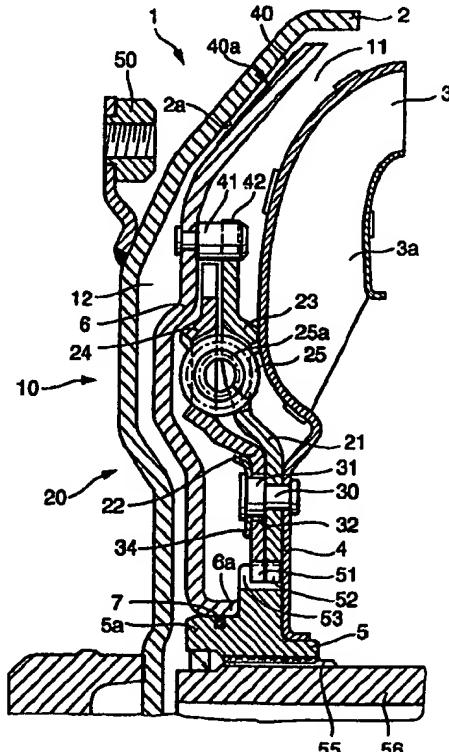
(54) Bezeichnung: HYDRODYNAMISCHER DREHMOMENTWANDLER

### (57) Abstract

The invention relates to hydrodynamic torque converter (1) comprising a turbine wheel (3) arranged inside of a housing (2), a torque converter lockup clutch (10), an axially mounted piston (6), a torsional vibration damper (20) and a hub (5). The turbine wheel (3) and the piston (6) are rotationally fixed to the input component (21) of said damper (20). The input component (21) is connected to the hub (5) by means of a connection (52) provided with circumferential backlash. The output component (22) of the damper (20) is connected to the hub (5) without circumferential backlash.

### (57) Zusammenfassung

Hydrodynamischer Drehmomentwandler (1) mit einem innerhalb eines Gehäuses (2) angeordneten Turbinenrad (3) mit einer Wandlerüberbrückungskupplung (10) mit einem axial verlagerten Kolben (6) und einem Torsionsschwingungsdämpfer (20) und einer Nabe (5). Das Turbinenrad (3) und der Kolben (6) sind mit dem Eingangsteil (21) des Dämpfers (20) drehfest verbunden. Das Eingangsteil (21) ist über eine mit Verdrehspiel versehene Verbindung (52) mit der Nabe (5) verbunden. Das Ausgangsteil (22) des Dämpfers (20) ist ohne Verdrehspiel mit der Nabe (5) verbunden.



**LEDIGLICH ZUR INFORMATION**

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidschan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	ML	Mali	TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	MN	Mongolei	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MR	Mauritanien	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MX	Mexiko	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CG	Kongo	KE	Kenia	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	PL	Polen		
CM	Kamerun	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CU	Kuba	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
CZ	Tschechische Republik	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Deutschland	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
DK	Dänemark	LR	Liberia	SG	Singapur		
EE	Estland						

Hydrodynamischer Drehmomentwandler

Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen Pumpenrad, einem Turbinenrad und 5 gegebenenfalls einem Leitrad, mit einer Wandlerüberbrückungskupplung mit einem axial verlagerbaren Kolben und einem Torsionsschwingungsdämpfer mit einem Eingangsteil und einem Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, sowie mit einer Nabe.

10

Solche hydrodynamischen Drehmomentwandler sind beispielsweise durch die DE-OS 195 14 411 bekannt geworden. Bei diesen Drehmomentwandlern nach dem Stand der Technik weist das Turbinenrad eine eigene Nabe auf, die durch eine spielbehaftete Mitnahmeverzahnung mit einer Abtriebsnabe verbunden ist. 15 Das Abtriebsteil des Dämpfers ist dabei mittels Nietverbindungen mit der Abtriebsnabe verbunden. Dadurch entsteht ein hoher Montageaufwand und eine erhöhte Teilevielfalt.

Es ist die Aufgabe der Erfindung, einen hydrodynamischen Drehmomentwandler 20 der eingangs genannten Art zu schaffen, der einfach hergestellt werden kann und mit einem reduzierten Teileumfang und Montageaufwand herstellbar ist, wobei eine einwandfreie Funktionsfähigkeit des Drehmomentwandlers erhalten bleiben soll. Weiterhin ist es Aufgabe der Erfindung, einen hydrodynamischen Drehmomentwandler zu schaffen, der bauraumsparend aufgebaut ist, wobei

- 2 -

insbesondere der axiale Bauraum aufgrund der immer geringer werdenden axialen Bauräume in Fahrzeuggetrieben von besonderem Interesse ist.

Gemäß der Erfindung wird dies dadurch erreicht, daß das Turbinenrad und der

5 Kolben mit dem Eingangsteil des Dämpfers drehfest verbunden sind und dieses über eine mit Verdrehspiel versehene Verbindung mit der Nabe verbunden ist, wobei das Ausgangsteil des Dämpfers mit einer ohne Verdrehspiel versehenen Verbindung mit der Nabe verbunden ist.

10 Durch die erfindungsgemäße Maßnahme kann gewährleistet werden, daß die verwendeten Bauteile des Drehmomentwandlers mit Dämpfer und Wandlerüberbrückungskupplung einen relativ einfachen Aufbau und geringen Teileumfang aufweisen.

15 Vorteilhafte Ausführungsvarianten und Weiterbildungen der Erfindung, sowie Weiterführungen des Erfindungsgedankens, sind in den weiteren Ansprüchen dargelegt.

Dabei ist es besonders zweckmäßig, wenn die Nabe eine Außenverzahnung

20 aufweist und das Eingangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe mit Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung mit Verdrehspiel bildet, sowie das Ausgangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe ohne Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung ohne Verdrehspiel bildet.

-3-

Die erfindungsgemäße Aufgabe wird weiterhin dadurch gelöst, daß bei einem hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen Pumpenrad, einem Turbinenrad und gegebenenfalls einem Leitrad, mit einer Wandlerüberbrückungskupplung mit einem axial verlagerbaren

- 5 Kolben und einem Torsionsschwingungsdämpfer mit einem Eingangsteil und einem Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, sowie mit einer Nabe, der Kolben mit dem Eingangsteil des Dämpfers drehfest verbunden ist und dieses über eine mit Verdrehspiel versehene Verbindung mit der Nabe verbunden ist und das Turbinenrad mit dem Ausgangsteil des Dämpfers drehfest verbunden ist, wobei das Ausgangsteil des Dämpfers mit einer ohne Verdrehspiel versehenen Verbindung mit der Nabe verbunden ist.
- 10

Es ist bei einem solchen Drehmomentwandler besonders zweckmäßig, wenn die Nabe eine Außenverzahnung aufweist und das Eingangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe mit Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung mit Verdrehspiel bildet, sowie das Ausgangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe ohne Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung ohne Verdrehspiel bildet.

- 15
- 20

Besonders vorteilhaft ist es, wenn das Turbinenrad einen radial inneren Ringbereich aufweist, welcher mit dem Ein- oder Ausgangsteil des Dämpfers drehfest verbunden ist, und einen sich in axialer Richtung erstreckenden Bereich aufweist und die Nabe einen sich in axialer Richtung erstreckenden Bereich

- 25

- 4 -

aufweist, wobei das Turbinenrad mittels der sich in axialer Richtung erstreckenden Bereiche auf der Nabe gelagert ist. Dabei kann das Turbinenrad beispielsweise zumindest innerhalb eines vorgebbaren Verdrehwinkels relativ zur Nabe verdrehbar sein. Das Turbinenrad ist vorteilhaft durch die Lagerung auf 5 der Nabe in radialer Richtung zentriert.

Zweckmäßig ist es, wenn der Dämpfer aus zumindest zwei scheibenförmigen Elementen besteht, die entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, wobei eines der 10 scheibenförmigen Elemente das Eingangsteil des Dämpfers bildet und ein anderes der scheibenförmigen Elemente das Ausgangsteil des Dämpfers bilden, wobei die scheibenförmigen Elemente koaxial auf der Nabe angeordnet sind.

Nach einem weiteren erfindungsgemäßen Gedanken ist es vorteilhaft, wenn das 15 Eingangsteil des Dämpfers mit zumindest einem in axialer Richtung hervorstehenden Element verbunden oder einteilig ausgebildet ist, welches in Öffnungen des Ausgangsteiles eingreift. Dieses Element kann ein Nietelement oder ein umgebogener in axialer Richtung hervorstehender Lappen des Eingangsteiles sein.

20

Dabei ist es vorteilhaft, wenn eine Anlage des zumindest einen in axialer Richtung hervorstehenden Elementes des Eingangsteiles an Randbereichen von Öffnungen des Ausgangsteiles einen Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil begrenzt.

25

Vorteilhaft ist es, wenn der Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil aufgrund einer Anlage des zumindest einen in axialer Richtung hervorstehenden Elementes des Eingangsteiles an Randbereichen von Öffnungen des Ausgangsteiles größer ist als das Verdrehspiel zwischen Eingangsteil und Nabe.

5

Weiterhin ist es zweckmäßig, wenn bei durch eine Relativverdrehung von Eingangsteil und Ausgangsteil überbrückte Verdrehspiel zwischen Eingangsteil und Nabe der Drehmomentfluß von dem Eingangsteil auf die Nabe erfolgt, bevor ein maximaler Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil durch Anlage des

10 zumindest einen in axialer Richtung hervorstehenden Elementes des Eingangsteiles an Randbereichen von Öffnungen des Ausgangsteiles erreicht ist.

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn das zumindest eine in axialer Richtung

15 hervorstehende Element mit dem Ausgangsteil verbunden oder einteilig ausgebildet ist und in Öffnungen des Eingangsteiles eingreift.

Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn das zumindest eine in axialer Richtung hervorstehenden Element des Ein- oder Ausgangsteiles ein Nietelement ist,

20 welches mit dem Ein- oder Ausgangsteil formschlüssig verbunden.

Bei einem hydrodynamischen Drehmomentwandler nach der Erfindung ist es zweckmäßig, wenn das zumindest eine in axialer Richtung hervorstehenden

Element des Ein- oder Ausgangsteiles ein in axialer Richtung hervorstehender

25 Lappen ist, welcher mit dem Ein- oder Ausgangsteil einstückig ausgebildet ist

- 6 -

und durch Materialumformung aus dem Ein- oder Ausgangsteil herausgebildet ist..

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn das Nietelement das Eingangsteil und das

5 Turbinenrad radial innerhalb der Turbinenradbeschaufelung verbindet.

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn der axial verlagerbare Kolben der

Wandlerüberbrückungskupplung zumindest ein in axialer Richtung

hervorstehendes Element aufweist, welches in eine Aufnahme des Ein- oder

10 Ausgangsteiles eingreift und den Kolben mit diesem formschlüssig verbindet.

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn das zumindest eine in axialer Richtung

hervorstehendes Element ein mit dem Kolben oder den Ein- oder Ausgangsteil

verbundenes Nietelement ist.

15

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn das zumindest eine in axialer Richtung

hervorstehendes Element ein aus dem Blech des Kolbens oder des Ein- oder

Ausgangsteiles herausgebildetes, wie umgeformtes, Element ist.

20 Vorteilhaft ist es auch, wenn der Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung

einen radial inneren Ringbereich aufweist, welcher auf einem Ansatz der Nabe

axial bewegbar aufgenommen ist.

- 7 -

Auch ist es besonders zweckmäßig, wenn der Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung einen radial inneren Ringbereich aufweist, welcher auf der Getriebeeingangswelle axial bewegbar aufgenommen ist.

5 Es ist zweckmäßig, wenn der Kolben im radial inneren Bereich in radialer Richtung zentriert ist.

Bei einem hydrodynamischen Drehmomentwandler nach dem Erfindungsgedanken mit einer Wandler-überbrückungskupplung mit einem Kolben, zumindest einer ersten Reibfläche und einer zweiten Reibfläche, ist es vorteilhaft, wenn der Kolben die erste Reibfläche als Reibfläche eines Reibbelages trägt, die mit einer zweiten Reibfläche im Bereich des Gehäuses, wie der Gehäusewandung, zusammenwirkt.

15 Bei einem hydrodynamischen Drehmomentwandler nach dem Erfindungsgedanken, mit einer Wandler-überbrückungskupplung mit einem Kolben, einer ersten Reibfläche und einer zweiten Reibfläche, ist es besonders zweckmäßig, wenn der Kolben die zweite Reibfläche trägt, die mit einer ersten Reibfläche eines Reibbelages, welcher im Bereich des Gehäuses, wie der Gehäusewandung, angeordnet ist, zusammenwirkt.

Auch ist es bei einem hydrodynamischen Drehmomentwandler mit einer Wandler-überbrückungskupplung mit einem Kolben, einer Reibfläche und einer Gegenreibfläche, vorteilhaft, wenn zwischen Kolben und Gegenreibfläche im Bereich der Gehäusewandung ein im wesentlichen kreisringförmiges Element

angeordnet ist, welches zum einen mit dem Kolben drehfest verbunden ist und zum anderen mittels des Kolbens in axialer Richtung auf die gehäuseseitige Reibfläche kraftbeaufschlagbar ist.

5 Zweckmäßig ist es dabei, wenn der Kolben zumindest einen Beaufschlagungsbereich aufweist mittels welchem das kreisringförmige Element durch den Kolben beaufschlagbar ist.

Ebenso ist es zweckmäßig, wenn der Beaufschlagungsbereich des Kolbens 10 zumindest ein im wesentlichen kreisringförmiger Bereich des Kolbens ist, welcher in axialer Richtung gegenüber seiner direkten Umgebung hervorsteht.

Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn der Beaufschlagungsbereich des Kolbens 15 zumindest ein im wesentlichen kreisringförmiger Bereich des Kolbens ist, welcher durch Materialumformung, wie Stanzen oder Prägen, herstellbar ist und in wulstartiger Weise in axialer Richtung gegenüber seiner direkten Umgebung hervorsteht.

Vorteilhaft ist es, wenn das kreisringförmige Element im Bereich des 20 Beaufschlagungsbereiches mit dem Kolben verbunden, wie vernietet oder geschweißt oder formschlüssig verbunden, ist.

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn das kreisringförmige Element radial innerhalb des Beaufschlagungsbereiches mit dem Kolben verbunden, wie vernietet oder 25 geschweißt oder formschlüssig verbunden, ist.

Weiterhin ist es zweckmäßig, wenn das kreisringförmige Element radial außerhalb des Beaufschlagungsbereiches mit dem Kolben verbunden, wie vernietet oder geschweißt oder formschlüssig verbunden, ist.

5

Ebenso ist es zweckmäßig, wenn das kreisringförmige Element als im Schnitt I-förmiges Element mit einem sich in radialer Richtung erstreckenden ersten Schenkel und einem sich in axialer Richtung sich erstreckenden zweiten Schenkel ausgebildet ist.

10

Vorteilhaft ist es, wenn das kreisringförmige Element an seinem sich in axialer Richtung sich erstreckenden zweiten Schenkel eine Verzahnung, wie hervorstehende Lappen, aufweist die in eine Gegenverzahnung, wie Aufnahmebereiche, des Kolbens in axialer Richtung formschlüssig drehfest eingreifen oder durchgreifen.

15

Auch ist es zweckmäßig, wenn das kreisringförmige Element als im Schnitt I-förmiges Element ausgebildet ist und die formschlüssige Verbindung des sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkels mit dem Kolben radial innerhalb des Beaufschlagungsbereiches des Kolbens ausgebildet ist.

20

Auch ist es zweckmäßig, wenn das kreisringförmige Element als im Schnitt I-förmiges Element ausgebildet ist und die formschlüssige Verbindung des sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkels mit dem Kolben radial außerhalb des Beaufschlagungsbereiches des Kolbens ausgebildet ist.

25

Auch ist es zweckmäßig, wenn die formschlüssige Verbindung des sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkels mit dem Kolben nur zur drehfesten Verbindung und nicht zur Übertragung einer Axialkraft ausgebildet ist.

5

Auch ist es zweckmäßig, wenn das kreisringförmige Element als ebenes oder konusförmiges Element eine Reibfläche auf der dem Kolben abgewandten Seite trägt.

10 Auch ist es zweckmäßig, wenn das kreisringförmige Element als ebenes oder konusförmiges Element als Belagträgerelement einen Reibbelag mit Reibfläche auf der dem Kolben abgewandten Seite trägt.

Auch ist es zweckmäßig, wenn zwischen dem kreisringförmigen Element und  
15 dem Kolben ein Dichtungselement, wie ein O-Ring, angeordnet ist.

Vorteilhaft ist es, wenn das Dichtungselement radial innerhalb eines Beaufschlagungsbereiches des Kolbens angeordnet ist.

20 Ebenso ist es bei einer Weiterbildung der Erfindung zweckmäßig, wenn das Dichtungs-element radial außerhalb eines Beaufschlagungsbereiches des Kolbens angeordnet ist.

- 11 -

Bei einer Weiterbildung der Erfindung ist es vorteilhaft, wenn das Dichtungselement radial zwischen zwei Beaufschlagungsbereichen des Kolbens angeordnet ist.

5 Weiterhin ist es zweckmäßig, wenn das Dichtungs-element in einer Umfangsnut des Kolbens oder des kreisringförmigen Elementes aufgenommen ist.

Vorteilhaft ist es, wenn zwischen der Reibfläche der Gehäusewandung und der Reibfläche des kreisringförmigen Elementes eine Lamelle mit einem sich in 10 radialer Richtung erstreckenden Schenkel angeordnet ist, wobei die Lamelle beidseits eine Reibfläche aufweist.

Ebenso ist es zweckmäßig, wenn die Lamelle auf zumindest einer Seite ihres 15 sich in radialer Richtung erstreckenden Schenkels einen Reibbelag mit einer Reibfläche trägt.

Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn die Lamelle einen sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkel aufweist, welcher mittels einer Verzahnung, wie eines 20 hervorstehenden Lappens, in eine Gegenverzahnung, wie einen Aufnahmebereich, des Eingangsteiles des Dämpfers drehfest eingreift.

Weiterhin ist es zweckmäßig, wenn die Lamelle einen sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkel aufweist, welcher mittels einer Verzahnung, wie eines 25 hervorstehenden Lappens, in eine Gegenverzahnung, wie einen Aufnahmebereich, des Turbinenrades drehfest eingreift.

Bei einer Weiterbildung der Erfindung ist es zweckmäßig, wenn die Wandlerüberbrückungskupplung zumindest einen Reibbelag aufweist, welcher einen radial inneren Randbereich und einen radial äußeren Randbereich 5 aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen mittig zwischen den beiden Randbereichen angeordnet ist.

Besonders zweckmäßig ist es, wenn die Wandlerüberbrückungskupplung zumindest einen Reibbelag aufweist, welcher einen radial inneren Randbereich 10 und einen radial äußeren Randbereich aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen radial innerhalb oder außerhalb der Mitte der beiden Randbereiche angeordnet ist.

Ebenso ist es vorteilhaft, wenn die einen Druckraum zur 15 Druckmittelbeaufschlagung des Kolbens zur Steuerung des von der Kupplung übertragbaren Drehmomentes aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen radial außerhalb des Druckraumes angeordnet ist.

Nach einem weiteren Erfindungsgedanken ist es vorteilhaft, wenn ein 20 hydrodynamischer Drehmomentwandler derart ausgebildet ist, daß die einen Druckraum zur Druckmittelbeaufschlagung des Kolbens zur Steuerung des von der Kupplung übertragbaren Drehmomentes aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen radial außerhalb des 25 Druckraumes angeordnet ist, wobei die Wandlerüberbrückungskupplung als Lamellenkupplung durch zwei mit dem Gehäuse drehfest verbundene Lamellen

und einer axial dazwischen angeordneten Kupplungsreibscheibe ausgebildet ist und der Kolben mit seinem Beaufschlagungsbereich eine Lamelle in axialer Richtung beaufschlagt.

- 5 Vorteilhaft ist es, wenn die beiden Lamellen radial außen mit einer Verzahnung in eine Gegenverzahnung des Gehäuses formschlüssig drehfest eingreifen und die axial dazwischen angeordnete Kupplungsreibscheibe mit dem Turbinenrad oder mit dem Eingangsteil des Dämpfers verbunden ist.
- 10 Ebenso ist es zweckmäßig, wenn der axial bewegbare Kolben radial innen auf einem mit dem Gehäuse drehfest verbundenen Zapfen aufgenommen und zentriert ist und der Zapfen Kanäle zur Durchführung von Fluid oder Druckmittel in einen Druckraum aufweist. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen werden durch die Patentansprüche 54 bis 58 beschrieben.
- 15 Die Erfindung sei anhand der in den Zeichnungen schematisch dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Dabei zeigen:

Fig. 1	eine ausschnittweise Darstellung eines Drehmomentwandlers im Schnitt,
20	Fig. 1a ein Ausschnitt mit Bolzen und Scheibe,
	Fig. 1b ein Ausschnitt mit Bolzen und Scheibe,
	Fig. 2 eine Ansicht eines Ausschnitts,
	Fig. 3a eine Ansicht einer Verzahnung,
	Fig. 3b eine Ansicht einer Verzahnung,

- 14 -

Fig. 4 eine ausschnittweise Darstellung eines Drehmomentwandlers im Schnitt,

Fig. 4a eine Ansicht einer Verzahnung,

Fig. 4b eine Ansicht einer Verzahnung,

5 Fig. 4c ein Ausschnitt mit Bolzen und Scheibe,

Fig. 5 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 5a ein Schnitt einer Nabe,

Fig. 5b ein Schnitt einer Nabe,

Fig. 6 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

10 Fig. 7 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 8 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 9 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 10 ein Ausschnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 11 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

15 Fig. 11a ein Ausschnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 12 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 12a ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 13 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 13a ein Ausschnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

20 Fig. 14 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 15 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 16 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers,

Fig. 16a ein Ausschnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers

Fig. 17 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers

25 und

Fig. 18 ein Schnitt eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers.

Die Figur 1 zeigt einen hydrodynamischen Drehmomentwandler 1 mit einem innerhalb eines Gehäuses 2 angeordneten nicht dargestellten Pumpenrad, das mit dem Gehäuse drehfest verbunden ist. Das Gehäuse 2 wird mittels der 5 Befestigungsmittel 50 an dem Schwungrad einer Brennkraftmaschine oder an einer Kurbelwelle angelenkt und von dieser angetrieben. Weiterhin weist der Drehmomentwandler ein nicht dargestelltes Leitrad auf. Das Turbinenrad 3 mit seiner Turbinenradbeschaufelung 3a ist im Strömungskreislauf der Fluidströmung des Drehmomentwandlers angeordnet. Das Turbinenrad 3 weist einen radial inneren Ringbereich 4 auf, der auf der Abtriebsnabe 5 verdrehbar gelagert ist. Zwischen Gehäuse 2 und Turbinenrad 3 ist ein Kolben 6 einer Wandlerüberbrückungskupplung 10 aufgenommen, der den Raum 10 Bereich zwischen Gehäuse 2 und Turbinenrad 3 in zwei Ringräume 11,12 unterteilt. Diese Ringräume 11 und 12 dienen der Druckbeaufschlagung mit einem 15 Druckmedium zur Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung 10. Dadurch kann die Wandlerüberbrückungskupplung 10 geöffnet, wie ausgerückt, schlupfend oder geschlossen, wie eingerückt, werden.

Der Kolben 6 der Wandlerüberbrückungskupplung 10 weist einen radial inneren 20 Ringbereich 6a auf, der eine Erstreckung in axialer Richtung aufweist, wobei der Kolben relativ zu der Nabe axial verschiebbar und gegebenenfalls verdrehbar auf der Nabe 5 gelagert ist. Der Kolben 6 ist im radial inneren Bereich 6a, der eine axiale Erstreckung aufweist, auf eine Aufnahmeabsatz 5a der Nabe 5 aufgenommen. Zwischen dem Kolbenbereich 6a und dem Nabensatz 5a ist 25 ein Dichtelement 7, wie ein O-Ring, in einer Umfangsnut aufgenommen.

Dadurch ist der Ringbereich 11 gegenüber dem Ringbereich 12 im Bereich der Lagerung des Kolbens auf der Nabe auch bei Axialverschiebung des Kolbens abgedichtet.

- 5 Der Dämpfer 20 des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1 weist ein Eingangsteil 21 und ein Ausgangsteil 22 auf. Dieses Ein- und Ausgangsteil ist jeweils als im wesentlichen kreisringförmiges Bauteil, wie scheibenförmiges Element, wie Stanzteil ausgebildet, wobei Kraftspeicher, wie Federn, Druckfedern, elastische Elemente oder Gummielemente zwischen den beiden
- 10 kreisringförmigen Bauteilen 21,22 im Drehmomentfluß angeordnet sind und die beiden Bauteile 21,22 entgegen der Rückstellkraft der Kraftspeicher relativ zueinander verdrehbar sind. Das Eingangsteil 21 und das Ausgangsteil 22 weisen Aufnahmefelder oder Aufnahmefenster 23,24 auf, die flüssigkeitsdicht oder offen für eine Flüssigkeitsströmung ausgebildet sein können. Diese
- 15 Aufnahmen können durch Stanzen oder Materialumformung herausgearbeitet werden. Die Kraftspeicher 25,25a, die beispielsweise koaxial angeordnet sein können, liegen in den Aufnahmen im wesentlichen axial fest gegenüber Ein- und Ausgangsteil, so daß eine Verliersicherung erreicht ist.
- 20 Das Turbinenrad 3 ist in ihrem radial inneren ringförmigen Bereich, wie Ringbereich, mit dem Eingangsteil des Dämpfers drehfest verbunden. Dies ist beispielsweise durch die Nietverbindung 30 erreicht. Der Niet verbindet das Eingangsteil 21 mit dem radial inneren Randbereich 4 des Turbinenrads 3. Gleichzeitig greift der Nietkopf 31 durch ein Öffnung 32 in dem Ausgangsteil 22.
- 25 Dadurch wird eine maximale Verdrehung des Eingangsteils zum Ausgangsteil

erreicht, da bei Erreichen des maximalen Verdrehwinkels der Nietkopf an den Randbereich der Öffnung 32 anstößt und die Relativverdrehung begrenzt. Der Nietkopf befestigt gleichzeitig auch einen Sicherungsring 34, der das Ausgangsteil 22 gegenüber dem Eingangsteil 21 axial sichert. Statt des in axialer

5 Richtung hervorstehenden Nietkopfes auch ein in axialer Richtung hervorstehender, aus dem Ein- oder Ausgangsteil des Dämpfers herausgearbeiteter Lappen verwendet werden, der in einen Aufnahmebereich 32 des Aus- oder Eingangsteiles des Dämpfers mit Verdrehspiel eingreift. Ein Anschlagen des in axialer Richtung hervorstehenden Elementes 31 an einem

10 Randbereich einer Öffnung 32 würde den Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil begrenzen, wenn nicht bereits bei einem geringerem Verdrehwinkel die Relativverdrehung aufgrund der Mitnahmeverzahnung zwischen Eingangsteil und Nabe auf Block geht und die Verdrehung begrenzt. In diesem Fall ist der Verdrehwinkel zwischen Eingangsteil und Ausgangsteil aufgrund des Eingriffes

15 des in axialer Richtung hervorstehenden Elementes in einen Aufnahmebereich größer als der Verdrehwinkel zwischen Eingangsteil und Nabe. Besonders vorteilhaft ist es jedoch, wenn die Begrenzung der Relativverdrehung der beiden Dämpferteile, wie Eingangsteil und Ausgangsteil, über die Verzahnung radial innen erfolgt.

20

Das Drehmoment wird ausgehend von dem Turbinenrad 3 über den radial inneren Bereich 4 und über die Nietverbindung auf das Eingangsteil 21 des Dämpfers 20 übertragen. Ausgehend von dem Kolben 6 der Wandlerüberbrückungskupplung 10 wird das Drehmoment von dem Gehäuse 25 über die Reibfläche 40 des Kolbens 6 über einen in axialer Richtung

- 18 -

hervorstehenden Finger, wie Element, 41, wie Niet, der in einen Aufnahmebereich 42 des Eingangsteiles 21 eingreift, auf das Eingangsteil 21 des Dämpfers 20 übertragen. Als in axialer Richtung hervorstehendes Element kann statt des Niets auch ein in axialer Richtung hervorstehender, aus dem

5 Kolben oder einem Scheibenteil des Dämpfers herausgearbeiteter Lappen verwendet werden. Das in axialer Richtung hervorstehende Element 41 greift in einen Aufnahmebereich 42 des Ein- oder Ausgangsteiles formschlüssig oder drehfest ein. Der Kolben trägt einen Reibbelag und dieser weist eine erste Reibfläche 40a auf, die mit einer zweiten Reibfläche 2a, wie Gegenreibfläche,

10 des Gehäuses in Wirkverbindung bringbar ist. Weiterhin kann es auch zweckmäßig sein, wenn der Reibbelag 40 mit seiner Reibfläche 40a auf dem Gehäuse angeordnet ist und der Kolben die zweite Reibfläche, wie Gegenreibfläche, aufweist.

15 Von dem Eingangsteil 21 wird das Drehmoment über die Kraftspeicher 25,25a an das Ausgangsteil 22 übertragen.

Das Eingangsteil 21 und das Ausgangsteil 22 weisen in ihren jeweiligen radial inneren Bereich eine Verzahnung, wie Mitnahmeverzahnung, 51,52, wie

20 Innenverzahnung auf, die in die korrespondierende oder die entsprechende Verzahnung, wie Mitnahmeverzahnung oder Außenverzahnung, 53 der Nabe 5 eingreifen. Die Verzahnung 51,53 zwischen dem Ausgangsteil 22 und der Nabe 5 greifen im wesentlichen ohne Spiel ineinander. Die Verzahnung 52,53 zwischen dem Eingangsteil 21 und der Nabe 5 greifen mit Verdrehspiel

25 ineinander. Dadurch wird erreicht, daß bei einer Drehmomentübertragung über

den Dämpfer, die geringer ist als ein maximales Dämpfermoment, das Drehmoment über die Kraftspeicher und die Verzahnung 51,53 an die Nabe 5 geleitet wird. Dabei werden die Kraftspeicher 25 um einen entsprechend des Drehmomentes bestimmbarer Winkelbetrag beaufschlagt und komprimiert, so daß das Eingangsteil 21 gegenüber dem Ausgangsteil verdreht wird. Erreicht das von den Kraftspeichern des Dämpfers zu übertragende Drehmoment das maximale Drehmoment des Dämpfers, so erreicht der Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil den maximalen Verdrehwinkel der durch das Winkel Spiel zwischen Eingangsteil und Nabe im Bereich der Verzahnung vorgegeben ist. Es geht dann die Verzahnung 52,53 auf Block und das Drehmoment wird von dem Eingangsteil über die Verzahnung 52,53 auf die Nabe 5 übertragen.

Das Eingangsteil 21 und das Ausgangsteil des Dämpfers sind koaxial und axial nebeneinander angeordnet. Die Verzahnungen 51,52 von Eingangsteil 21 und Ausgangsteil 22 bilden jeweils mit der Nabenaßenverzahnung 53 der Nabe 5 15 eine Verzahnungspaarung.

Der Drehmomentfluß erfolgt bei einer Einleitung des Drehmoments seitens des Kolbens oder seitens des Turbinenrads bei zum Erreichen des maximalen Verdrehwinkels zwischen Eingangsteil und Nabe über die Kraftspeicher und anschließend über die Verzahnungspaarung 51,53 auf die Nabe. Bei Erreichen 20 des maximalen Verdrehwinkels  $\alpha$  geht die Verzahnung 52 auf Anschlag mit der Verzahnung 53. Nach Erreichen des maximalen Verdrehwinkels wird das

eingangsseitige Drehmoment über die Verzahnungspaarung 52,53 auf die Nabe übertragen.

Das Drehmoment wird von der Nabe über die Nabenninnenverzahnung 55 und 5 die Verzahnung der Getriebeeingangswelle 56 auf die Getriebeeingangswelle 56 übertragen.

Die Figur 1a zeigt eine Ansicht des Ausgangsteiles des Dämpfers in einem Ausschnitt, wobei die Nietköpfe 31 zur Verbindung der Teile 4 und 21 dargestellt 10 sind. Diese greifen durch die Öffnungen 32 in dem Ausgangsteil 22, wobei der Verdrehwinkel zwischen Ausgangsteil und Eingangsteil maximal dem Winkelbetrag  $\alpha^1$  beträgt, wobei die Verzahnung 52,53 bereits nach dem Verdrehwinkel  $\alpha < \alpha^1$  auf Block geht. In einem anderen erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel kann es auch vorteilhaft sein, wenn gilt:  $\alpha \geq \alpha^1$ . Vor dem 15 Ausgangsteil des Dämpfers ist eins Sicherungsscheibe 34 angeordnet, die ebenfalls von den Nietköpfen getragen und axial festgehalten wird. Diese Sicherungsscheibe dient gleichzeitig zur Erzeugung von einer Grundreibung des Dämpfers.

20 Die Figur 1b zeigt einen Ausschnitt mit einem Bolzen 41, wie er in die Aufnahme 42 der Scheibe 23 eingreift, um den Kolben mit dem Eingangsteil drehfest zu verbinden.

Die Figur 2 zeigt ein weiteres erfindungsgemäßen Ausführungsbeispiel, bei welchem der Kolben 6 nicht auf einer Flanke oder einem Absatz 5a der Nabe radial gelagert und zentriert wird, sondern der Kolben 6 auf der Getriebeeingangswelle 56 getragen ist und von dieser zentriert wird. Zur 5 Abdichtung ist innerhalb der Welle 56 eine Ringnut oder Umfangsnut mit einem in dieser aufgenommenen Dichtring 57, wie O-Ring.

Die Figuren 3a und 3b zeigen die Nabenvorzahnung 53 der Nabe und die Verzahnungen 52 und 51 von Ein- und Ausgangsteil im Schnitt. Das Eingangsteil 10 21 weist eine Verzahnung auf, in die die Verzahnung 53 der Nabe 5 eingreift. Die Weite 60 der Zahnlücken der Verzahnung 52 des Eingangsteiles ist größer als die Weite der Zähne der Verzahnung 53 der Nabe 5. Die Weite beträgt den Winkelbetrag  $2^*\alpha$ . Somit ergibt sich ein Verdrehspiel zwischen dem Eingangsteil 15 und der Nabe. Die Nabe 5 greift weiterhin mit ihrer Verzahnung 53 spielfrei in die Verzahnung 51 des Ausgangsteiles 22 ein. Die Zahnlücken des Ausgangsteiles sind derart dimensioniert, daß der spielfreie Eingriff erfolgt.

Vorteilhaft ist es, wenn die Verzahnung 52 und die Verzahnung 51 in beiden Blechen des Ein- und Ausgangsteiles realisiert sind, wie abwechselnd eine weite 20 und eine enge Zahnlücke vorgesehen ist und durch ein Verdrehen der Bleche gegenüber der Nabe um 60 Grad eine spielfreie Verzahnung zwischen Nabe und dem einen Teil, wie gehäuseseitigem Teil, wie Eingangsteil, und eine spielbehaftete Verzahnung zwischen dem anderen, wie turbinenseitigen Teil, wie Ausgangsteil, erreicht wird.

Die Figur 4 zeigt in einem weiteren Ausführungsbeispiel der Erfindung einen hydrodynamischen Drehmomentwandler 100 ausschnittweise in einem Schnitt, mit einem innerhalb eines Gehäuses 102 angeordneten nicht dargestellten Pumpenrad, das mit dem Gehäuse drehfest verbunden ist. Das Gehäuse 102 wird mittels der Befestigungsmittel 150, wie Befestigungsaugen, an einem Schwungrad einer Brennkraftmaschine oder an einer Kurbelwelle befestigt.

Das Turbinenrad 103 ist im Strömungskreislauf der Fluidströmung des Drehmomentwandlers angeordnet. Das Turbinenrad 103 weist einen radial inneren Ringbereich 104 auf, der auf der Abtriebsnabe 105 verdrehbar gelagert ist. Zwischen Gehäuse 102 und Turbinenrad 103 ist ein axial bewegbarer Kolben 106 einer Wandlerüberbrückungskupplung 110 aufgenommen, der den Raumbereich zwischen Gehäuse 102 und Turbinenrad 103 in zwei Ringräume 111,112 unterteilt.

Der Kolben 106 weist einen radial inneren Ringbereich 106a auf, der eine Erstreckung in axialer Richtung aufweist, wobei der Kolben relativ zu der Getriebeeingangswelle axial verschiebbar und gegebenenfalls verdrehbar auf der Welle 156 gelagert ist. Zwischen dem Kolbenbereich 106a und dem Getriebeeingangswelle 156 ist ein Dichtelement 157, wie ein O-Ring, in einer Umfangsnut aufgenommen. Dadurch ist der Ringbereich 111 gegenüber dem Ringbereich 112 im Bereich der Lagerung des Kolbens auf der Nabe auch bei Axialverschiebung des Kolbens abgedichtet.

Der Dämpfer 120 des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 100 weist ein

Eingangsteil 121 und ein Ausgangsteil 122 auf. Diese Ein- und Ausgangsteile

sind jeweils als im wesentlichen kreisringförmiges Bauteil, wie Stanzteil

ausgebildet, wobei Kraftspeicher, wie Federn, Druckfedern, elastische Elemente

5 oder Gummielemente zwischen den beiden kreisringförmigen Bauteilen 121,122

im Drehmomentfluß angeordnet sind und die beiden Bauteile 121,122 entgegen

der Rückstellkraft der Kraftspeicher relativ zueinander verdrehbar sind. Das

Eingangsteil 121 und das Ausgangsteil 122 weisen Aufnahmebereiche oder

Aufnahmefenster 123,124 auf, die Flüssigkeitsdicht oder offen für eine

10 Flüssigkeitsströmung ausgebildet sein können. Diese Aufnahmen können durch

Stanzen oder Materialumformung herausgearbeitet werden. Die Kraftspeicher

125,125a, die beispielsweise koaxial angeordnet sein können, liegen in den

Aufnahmen im wesentlichen axial fest gegenüber Ein- und Ausgangsteil , so daß

eine Verliersicherung erreicht ist.

15

Das Turbinenrad 103 ist in ihrem radial inneren ringförmigen Bereich mit dem

Ausgangsteil 122 des Dämpfers drehfest verbunden. Dies ist beispielsweise

durch die Nietverbindung 130 erreicht. Das Niet verbindet das Ausgangsteil 122

mit dem radial inneren Randbereich 104 des Turbinenrads 103. Gleichzeitig

20 greift der Nietkopf 131 durch ein Öffnung 132 in dem Eingangsteil 121. Dadurch

wird eine maximale Verdrehung des Eingangsteils zum Ausgangsteil erreicht, da

bei Erreichen des maximalen Verdrehwinkels der Nietkopf an den Randbereich

der Öffnung 132 anstößt und die Relativverdrehung begrenzen würde. Der

Nietkopf befestigt gleichzeitig auch einen Sicherungsring 134, der das

25 Eingangsteil 121 gegenüber dem Ausgangsteil 122 axial sichert.

Das Drehmoment wird ausgehend von dem Turbinenrad 103 über den radial inneren Bereich 104 und über die Nietverbindung auf das Ausgangsteil 122 des Dämpfers 120 übertragen. Ausgehend von dem Kolben 106 der 5 Wandlerüberbrückungskupplung 110 wird das Drehmoment von dem Gehäuse 102 über die Reibfläche 140 des Kolbens 106 über den axialen Finger 141, wie Niet, der in einen Aufnahmebereich 142 des Eingangsteiles 121 eingreift, auf das Eingangsteil 121 des Dämpfers 120 übertragen. Diese Anordnung zeigt auch die Figur 4c im Schnitt. Von dem Eingangsteil 121 wird das Drehmoment 10 über die Kraftspeicher 125,125a an das Ausgangsteil 122 übertragen.

Das Eingangsteil 121 und das Ausgangsteil 122 weisen in ihren jeweiligen radial inneren Randbereich eine Verzahnung 151,152, wie Innenverzahnungen, auf, die in die Verzahnung, wie Außenverzahnung 153 der Nabe 105 eingreifen. Die 15 Verzahnung 151,153 zwischen dem Eingangsteil 121 und der Nabe 105 greifen mit Spiel ineinander. Die Verzahnung 152,153 zwischen dem Ausgangsteil 122 und der Nabe 105 greifen im wesentlichen ohne Verdrehspiel ineinander. Dadurch wird erreicht, daß bei einer Drehmomentübertragung über den Dämpfer bei geschlossener oder schlupfender Kupplung, die geringer ist als ein 20 maximales Dämpfermoment, das Drehmoment über die Kraftspeicher und die Verzahnung 151,153 an die Nabe 105 geleitet wird. Dabei werden die Kraftspeicher um einen entsprechend des Drehmomentes bestimmbaren Winkelbetrag beaufschlagt und komprimiert, so daß das Eingangsteil 121 gegenüber dem Ausgangsteil 122 verdreht wird. Erreicht das von den 25 Kraftspeichern des Dämpfers zu übertragende Drehmoment das maximale

- 25 -

Drehmoment des Dämpfers, so erreicht der Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil den maximalen Verdrehwinkel der durch das Winkel Spiel zwischen Eingangsteil und Nabe im Bereich der Verzahnung vorgegeben ist. Es geht dann die Verzahnung 152,153 auf Block und das Drehmoment wird von dem

5 Eingangsteil über die Verzahnung 152,153 auf die Nabe 105 übertragen.

Das Eingangsteil 121 und das Ausgangsteil des Dämpfers sind koaxial und axial nebeneinander angeordnet. Die Verzahnungen 151,152 von Eingangsteil 121 und Ausgangsteil 122 bilden jeweils mit der Nabenaßenverzahnung 153 der

10 Nabe 105 eine Verzahnungspaarung.

Der Drehmomentfluß erfolgt bei einer Einleitung des Drehmoments seitens des Kolbens über die Kraftspeicher und anschließend über die Verzahnungspaarung 151,153 auf die Nabe. Bei Erreichen des maximalen

15 Verdrehwinkels  $\alpha$  geht die Verzahnung 151 auf Anschlag mit der Verzahnung 153. Nach Erreichen des maximalen Verdrehwinkels wird das eingangsseitige Drehmoment über die Verzahnungspaarung 151,153 auf die Nabe übertragen.

Die Figuren 4a und 4b zeigen die Nabenvorzahnung 153 der Nabe und die

20 Verzahnungen 152 und 151 von Ein- und Ausgangsteil im Schnitt. Das Eingangsteil 121 weist eine Verzahnung 151 auf, in die die Verzahnung 153 der Nabe 105 eingreift. Die Weite 160 der Zahnlücken der Verzahnung 151 des Eingangsteiles ist größer als die Weite der Zähne der Verzahnung 153 der Nabe 105. Die Weite beträgt den Winkelbetrag  $2\alpha$ . Somit ergibt sich ein

Verdrehspiel zwischen dem Eingangsteil und der Nabe. Die Nabe 105 greift weiterhin mit ihrer Verzahnung 153 spielfrei in die Verzahnung 151 des Ausgangsteiles 122 ein. Die Zahnlücken des Ausgangsteiles sind derart dimensioniert, daß der spielfreie Eingriff erfolgt.

5

Der derart nach den Figuren 4 bis 4c aufgebaute Dämpfer ist ein Dämpfer der Torsionsschwingungen am Abtrieb der Wandlerüberbrückungskupplung dämpft.

Der Dämpfer nach den Figuren 1 bis 3 sieht einen Dämpfer auch im Abtrieb der

Turbine vor. Durch vertauschen der Anlenkung 41 zu 141 und dem Vertauschen

10 der Verzahnungen 51,52 zu 151,152 kann aus dem einen Dämpfer im Abtrieb des Kolbens der Wandlerüberbrückungskupplung ein Dämpfer auch im abtrieb des Turbinenrads erzeugt werden.

Besonders vorteilhaft ist es bei den oben beschriebenen Dämpfern 20,120, daß

15 das Eingangsteil und das Ausgangsteil als scheibenförmige Elemente ausgebildet sind, die koaxial und nebeneinander angeordnet sind und mittels jeweils einer Inneverzahnung auf eine Außenverzahnung der Nabe aufgenommen sind. Dadurch wird eine zusätzliche Nabe eingespart. Besonders zweckmäßig ist es, wenn durch einen Ausgestaltung der Verzahnungen 20 152,151 es erreicht wird, daß durch Umstecken und Verdrehen der scheibenförmigen Elemente eine andere Dämpfercharakteristik erreicht wird.

Die Verzahnung der beiden scheibenförmigen Elemente ist derart, daß die Nabe

beispielsweise 3 Zähne am Umfang verteilt hat, die eine Weite W aufweisen, die

25 mit 153 in den Figuren 4a,4b bezeichnet sind. Die Zähne sind jeweils um 120

Grad versetzt angeordnet. Die scheibenförmigen Teile, wie Eingangsteil und Ausgangsteil, weisen Zahnlücken 160,161 auf, die zum einen (160) eine Weite aufweisen, entsprechend der Weite der Zähne 153. Diese sind um 120 Grad versetzt. Zwischen diesen Zahnlücken 160 sind weitere Zahnlücken 161 angeordnet, deren Weite  $W_G$  größer ist als die Zahnweite der Zähne 153. Diese Zahnlücken 161 sind jeweils ebenfalls um 120 Grad versetzt, also gegenüber den schmalen Zahnlücken 160 um 60 Grad.

Neben einer solchen Anordnung mit drei Zähnen an der Nabe und mit zwei mal drei Zahnlücken an den scheibenförmigen Bauteilen sind auch andere Anordnungsformen vorteilhaft, bei denen die Zahl der Zähne und Zahnlücken größer oder kleiner ist.

Die Wandlerüberbrückungskupplung ist bei dem oben dargestellten Ausführungsbeispiel als konische Reibungskupplung ausgebildet. Die Reibfläche kann aber in einem anderen Ausführungsbeispiel auch eben ausgebildet sein. Dies zeigt die Figur 5. Der hydrodynamische Drehmomentwandler 200 weist eine ebene eine Reibfläche tragende Tragfläche 201 an ihrem radial äußeren Ringbereich des Kolbens 202 auf. Ebenso kann nach den vorstehenden Figuren bei einem anderen Ausführungsbeispiel der Kolben auch eine konische Reibfläche tragen.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler 200 weist im wesentlichen die gleichen Ausgestaltungen der Wandler der Figuren 1 und 4 auf. Ein wesentlicher Unterschied ist, daß der radial innere Bereich 205 des

Ausgangsteiles 203 eine s-förmige Kontur oder zwei Abwinkelungen aufweist, wobei der radial innere Bereich 206 des Eingangsteiles 204 eine radiale Erstreckung aufweist. Dadurch wird zwischen den radial inneren Blechteilen der Verzahnungen von Eingangsteil und Ausgangsteil eine Freiraum zur Aufnahme 5 eines Sicherungsringes geschaffen. Dieser Sicherungsring 207, wie Sprengring, ist in einer Umfangsnut der Nabenaußerverzahnung aufgenommen und sichert das Eingangsteil des Dämpfers gegen axiales auswandern. Der Sicherungsring 207 hält somit das Eingangsteil axial zwischen sich und einer radialen Kante 209 der Nabe 208.

10

Zwischen der Außenverzahnung 211 der Nabe 208 und dem radial inneren sich in axialer Richtung erstreckenden Fuß 212 des Kolbens 202 ist eine Anlaufscheibe 210, wie eine Gleitscheibe, angeordnet.

15 Die Figur 5a zeigt eine Ansicht mit Schnitt durch die Figur 5. Dabei ist die Getriebeeingangswelle 230 mit Verzahnung dargestellt, die in die Innenverzahnung der Nabe 208 eingreift. Weiterhin erkennt man die Außenverzahnung 231 der Nabe 208, die in die Verzahnung 232 des radial inneren Bereiches 205 des Ausgangsteiles 203 eingreift. Dabei sind die mit dem 20 Eingangsteil 204 verbundenen Stifte 220 in den Öffnungen 221 zu erkennen, die bei einem vorgegebenen Verdrehwinkel auf Block gehen. Ebenfalls erkennt man den Sicherungsring 223 mit seinen ihn befestigenden Nietköpfen 222 axial zwischen Kolben 202 und Ausgangsteil 203. Besonders vorteilhaft ist es jedoch, wenn die Stifte 220 in den Öffnungen nicht auf Block gehen, sondern die 25 Verdrehung der beiden Teile durch die Verzahnungen in Bereich der

- 29 -

Abtriebsnabe erfolgt, wie mittels Anschlagverzahnung und Mitnahmeverzahnung. In diesem Ausführungsbeispiel ist die Ausdehnung der Öffnungen 221 in Umfangsrichtung größer als der maximale Verdrehwinkel oder der durch die Öffnung begrenzende Verdrehwinkel größer als der maximale

5 Verdrehwinkel.

Die Figur 5b zeigt die Verzahnung 231 der Nabe, die in die Verzahnung 232 des radial inneren Bereiches 206 des Eingangsteiles 204 eingreift. Dabei herrscht ein Verdrehspiel zwischen Nabe und Eingangsteil 204. Die Verzahnung kann dabei

10 vorteilhaft als Keilwellenverzahnung, Kerbverzahnung oder als Hirthverzahnung ausgebildet sein.

Besonders vorteilhaft ist es bei den dargestellten Dämpfern, wenn das Verdrehspiel zwischen Ausgangselement und Nabe kleiner ist als zwischen

15 Eingangsteil und Ausgangsteil. Dadurch werden Übermomente oder Momentenstöße nicht über den Dämpfer geleitet sondern direkt auf die Nabe abtriebsseitig geleitet.

Die Figur 6 zeigt ein Ausführungsbeispiel der Erfindung, wobei der

20 hydrodynamische Drehmomentwandler 300 dargestellt ist mit einem in einem Gehäuse 301a,301b aufgenommenen Pumpenrad 302, einem Turbinenrad 303 und einem Leitrad 304. Das Leitrad ist auf einer Leitradnabe mit einem in einer Drehrichtung wirkenden Freilauf 305 angeordnet. Das Gehäuse 301 ist aus zwei Gehäuseschalen 301a,301b durch eine Schweißverbindung 306 abgedichtet

25 verbunden. Das Gehäuse trägt Befestigungsaugen 307, die von Halteblechen

- 30 -

308 getragen sind. Zwischen der Kurbelwelle 310 eines Motors, wie  
Brennkraftmaschine, und den Befestigungsaugen ist eine flexible Antriebsplatte  
309 mittels Schraubverbindungen 311,312 antriebsverbunden. Weiterhin ist an  
den Befestigungsaugen 307 ein kreisringförmiges Tragelement 313 befestigt,  
5 welches den Anlasserzahnkranz 314 trägt.

Die Wandlerüberbrückungskupplung ist mit einem axial auf der  
Getriebeeingangswelle verlagerbaren und mittels einer in einer Umfangsnut  
aufgenommenen Dichtung gelagerten Kolben 321 mit einer Reibfläche 322  
10 ausgebildet, der in radialer Richtung auf der Welle zentriert ist. Die Reibfläche  
des Kolbens ist im wesentlichen als Konus oder Konusabschnitt ausgebildet. Die  
Gegenreibfläche, die innerhalb eines Teiles des Gehäuses ausgebildet ist, ist  
ebenso als Konus oder Konusabschnitt ausgebildet.

15 Der Dämpfer 320 weist ein Eingangsteil 323 und ein Ausgangsteil 324 auf, wobei  
zwischen Ein- und Ausgangsteil Kraftspeicher drehmomentübertragend  
angeordnet sind und Ein- und Ausgangsteil entgegen der Kraftwirkung der  
Rückstellkraft der Kraftspeicher um einen vorgebbaren Verdrehwinkel  
gegeneinander verdrehbar sind. Die Kraftspeicher 330 sind in  
20 Aufnahmebereichen, wie Federfenstern, innerhalb der im wesentlichen  
kreisringförmigen Blechteile des Ein- und Ausgangsteiles aufgenommen.

Das Ein- und das Ausgangsteil weisen radial innen jeweils eine Verzahnung  
325,326 auf, die in die Nabenaußerverzahnung 327 der Nabe 328 eingreifen,  
25 wobei die Verzahnung 326 des Ausgangsteiles 324 ohne Verdrehspiel in die

Verzahnung 327 der Nabe 328 eingreift. Die Verzahnung 325 des Eingangsteiles 323 greift mit Verdrehspiel in die Verzahnung 327 der Nabe 328 ein. Es liegt somit eine Mitnahmeverzahnung zwischen Ausgangsteil des Dämpfers und Nabe vor, wobei zwischen Eingangsteil und Nabe eine spielbehaftete

5 Anschlagverzahnung vorliegt.

Das Turbinenrad 303 ist mit seinem radial inneren ringförmigen Bereich mittels einer Nietverbindung mit dem Blechteil 323 verbunden. Weiterhin ist das Turbinenrad mittels ihres radial innersten Ringbereiches, der eine Erstreckung in

10 axialem Richtung aufweist, auf einem Ansatz der Nabe 328 aufgenommen und gelagert und in radialer Richtung zentriert.

Zwischen Nabe 328 und der Leitradnabe ist ein Axiallager 329 angeordnet, ebenso wie zwischen Leitradnabe und Gehäuse.

15

Die in den Figuren 1, 5 und 6 dargestellten Drehmomentwandler weisen jeweils eine drehfeste Verbindung zwischen Turbinenrad und Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung auf, wobei das Turbinenrad mit dem Eingangsteil und der Kolben ebenfalls mit dem Eingangsteil drehfest verbunden

20 ist.

Die Figur 7 zeigt ein Ausführungsbeispiel eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers 400 mit einem Gehäuse 401 und einem innerhalb des Gehäuses angeordneten Turbinenrads 402. Das Turbinenrad ist mittels der Verbindung 404 mit dem Eingangsteil 405 des Dämpfers drehfest verbunden,

wobei die Drehmomentübertragung zumindest in einem ersten Bereich der Relativverdrehung zwischen Eingangsteil 405 und Ausgangsteil 406 über die Kraftspeicher erfolgt. Erst in einem zweiten Bereich der Relativverdrehung erfolgt die Drehmomentübertragung direkt über die Anschlagverzahnung von dem

5 Eingangsteil auf die Nabe 408 und von dort auf die Getriebeeingangswelle, wie bereits oben beschrieben.

Der Kolben 406 ist axial verschieblich auf der Getriebeeingangswelle 409 aufgenommen und gelagert und in radialer Richtung zentriert. Der Kolben kann

10 in einem weiteren Ausführungsbeispiel auch auf der Nabe in radialer Richtung zentriert sein.

Der Kolben ist mittels der Kraftspeicher 410, wie Blattfedern, gegenüber dem Gehäuse im wesentlichen drehfest angeordnet und gegen die Rückstellkraft der

15 Blattfedern axial verlagerbar. Die Blattfedern sind an einem ihrer Endbereiche mittels der Nietköpfe 411 an dem Kolben 406 befestigt und an einem anderen ihrer Endbereiche an dem Gehäuse befestigt. Durch die axiale Verlagerung des Kolbens wird eine geringfügige Winkelverdrehung des Kolbens durch die Aufstellung der Blattfeder erreicht. Ebenso könnte aber auch eine Zugfeder oder

20 eine Druckfeder angeordnet sein.

Der Kolben 406 trägt in seinem radial äußeren Ringbereich 420 einen ringförmigen Reibbelagträger 421, welcher mittels Nieten 422 an Befestigungszungen 423 radial innen mit dem Kolben 406 verbunden ist. Der

25 Reibbelagträger 421 trägt einen Reibbelag 424 an seiner dem Gehäuse

zugewandten Seite. Der Kolben stützt den Reibbelagträger 421 außer in seinem Befestigungsbereich durch Vernietung oder -schweißung oder durch eine formschlüssige Verbindung zusätzlich in dem zentralen Bereich des Reibbelagträgers 421 auf der dem Reibbelag entgegengesetzten Seite. Der

5 Kolben weist in diesem Bereich einen ringförmigen Bereich 425 auf, der als Anlagefläche zur Anlage der Belagträgers 421 dient. In dem Anlagebereich ist ein Dichtungselement 426, wie eine O-Ring, angeordnet, welcher zwischen Belagträger und Anlagefläche des Kolbens beaufschlagt wird.

10 Der Anlagebereich 425 ist im wesentlichen radial mittig des Reibbelages 424 angeordnet, so daß bei einer Kraftbeaufschlagung des Reibbelages 424 eine homogene Kraftverteilung von dem Kolben auf die Reibfläche erfolgt. Dadurch kann eine Verkippung der Reibfläche weitestgehend vermieden werden, wobei geringfügige Verkippungen möglich sind um geometrische Abweichungen der

15 Gegenreibfläche auszugleichen.

Axial zwischen Reibfläche 424 und Gehäuse 401 ist eine Lamelle 430 angeordnet, die im Bereich ihrer radialen Erstreckung einen Reibbelag gehäuseseitig trägt und auf der Gegenseite, also der dem Gehäuse

20 abgewandten Seite, eine Gegenreibfläche aufweist. Die Lamelle 430 ist mit ihrem axialen Bereich 432 in mit einem kreisringförmigen Verbindungsblech 433 an dem Turbinenrad drehfest verbunden, das wiederum mit dem Turbinenrad radial innen verschweißt ist. Die Verbindung zwischen Verbindungsblech und Lamelle kann als drehfeste formschlüssige Verbindung ausgebildet sein, wobei

25 eine radial außen liegende Verzahnung des Bauteiles 433 in eine Verzahnung

des axialen Armes 432 eingreift. Die Lamelle kann aber auch in einem weiteren Ausführungsbeispiel mit dem Verbindungsblech verschweißt sein.

Die Drehmomenteinleitung erfolgt somit bei zumindest schlupfender Kupplung

5        über die Lamelle an das Turbinenrad und von dort über das Eingangsteil und Ausgangsteil auf die Nabe oder direkt auf die Nabe. Der Kolben ist durch seine relativ zum Gehäuse drehfeste Anordnung nicht im abtriebseitigen Drehmomentfluß eingebunden.

10      Die Figur 8 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler 500 mit einem Gehäuse 501 und einem Turbinenrad 502. Der Dämpfer weist ein Eingangsteil 503 und ein Ausgangsteil 504 auf, wobei zwischen Ein- und Ausgangsteil Kraftspeicher der Relativverdrehung entgegen wirken. Das Ein- und Ausgangsteil sind als

15      kreisringförmige Blechteile ausgestaltet.

Der Kolben 515 der Wandlerüberbrückungskupplung ist entsprechend der Figur 7 mittels Blattfeder 520 und Nietelement 521 drehfest aber axial verlagerbar angeordnet. Zwischen Kolben und einer Gegenreibfläche ist ein

20      kreisringförmiges Element, wie eine Lamelle, angeordnet, die ebenfalls zumindest eine Reibfläche, eine Gegenreibfläche oder einen Reibbelag tragen kann. Die Lamelle 513, deren radialer Bereich als Gegenreibfläche ausgebildet ist, ist radial außen mit ihrem axialen Bereich 514 in den Kolben 515 mittels Verzahnung und Gegenverzahnung 517 aufgenommen und eingehängt.

25      Dadurch ist die Lamelle 513 drehfest mit dem Kolben 515 verbunden. Der

Kolben weist im radial mittigen Bereich der Lamelle 513 eine Anlagebereich, wie Beaufschlagungsbereich, auf, in welchem die Lamelle gegenüber dem Kolben abgestützt ist. Radial außerhalb des Beaufschlagungsbereiches ist ein Dichtungselement, wie O-Ring, in einer Umfangsnut angeordnet oder aufgenommen, welches den Kolben gegen das kreisringförmige Element, wie die Lamelle, abdichtet. Die Nut kann durch Materialumformung in den Kolben oder das kreisringförmige Element eingebracht sein.

5 Zwischen der Lamelle 513 und dem Gehäuse 501 ist eine weitere Lamelle 510  
10 angeordnet, wobei der radiale Bereich der Lamelle 510 beidseitig eine Reibbelag 530,531 trägt. Die im Schnitt I-förmige Lamelle weist einen in axialer Richtung sich erstreckenden Bereich 511 auf, der eine Verzahnung aufweist, die in eine Verzahnung des Befestigungsbereiches 512 des Eingangsteiles eingreift. Dabei ist der Befestigungsbereich 512 des Eingangsteiles als Kreisring oder als  
15 einzelne sich in radialer Richtung erstreckende Lappen ausgebildet. Unter Druckbeaufschlagung des Druckraumes zwischen Turbinenrad und Kolben wird der Kolben mit der Lamelle in Richtung auf das Gehäuse verlagert und die Lamelle 513 beaufschlagt mit ihrer Gegenreibfläche den Reibbelag 531. Dadurch wird der Reibbelag 530 gegen die gehäuseseitige Reibfläche  
20 beaufschlagt und die Kupplung wird zumindest schlupfend eingerückt. Der Drehmomentfluß erfolgt dabei ausgehend von dem Gehäuse über die Reibfläche 530 auf die Lamelle 510,511 über die Verzahnung 518 auf das Eingangsteil 503.

Die Figur 9 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung, wobei der Belagträger 550 mit dem radial äußeren Ringbereich des Kolbens mittels der Nietverbindung radial mittig des Belagträgers verbunden ist. Der Belagträger trägt dabei einen Reibbelag 555. Die Lamelle 553, die in das Eingangsteil 5 eingehängt ist, trägt nur auf der Gehäuseseite einen Reibbelag und auf der dieser abgewandten Seite trägt sie die Gegenreibfläche. Der Kolben 552 ist radial innen auf einem Ansatz 560 der Nabe 561 aufgenommen und in radialer Richtung zentriert.

10 Die Figur 10 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung, wobei der Belagträger 570 im wesentlichen radial mittig des Belagträgers mit dem Kolben 571 mittels Schweißung 572 verbunden, wie befestigt, ist.

Die Figur 11 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Erfindung, wobei der hydrodynamische Drehmomentwandler 600 mit einem Gehäuse 601 ausgebildet ist, das aus zwei Gehäuseteilen 601a und 601b besteht, die mittels Schweißung 601c miteinander verbunden ist. Das Gehäuse 601 weist Anlenkungen 602 von Befestigungsaugen 603 auf, wobei die Anlenkungen 602 aus sich in radialer Richtung erstreckenden Lappen besteht. Die Lappen sind vorzugsweise mit dem Gehäuse verschweißt. Antriebsseitig ist das Gehäuse 601 mittels Befestigungsmitteln, wie Schrauben oder Nieten, 604 an einem flexiblen Antriebsblech 605 drehfest befestigt. Radial innen an dem flexiblen Antriebsblech ist dieses mittels der Befestigungsmittel 606 an einer Kurbelwelle 607 einer Brennkraftmaschine befestigt. An den radial äußeren

Befestigungsaugen 603 ist ein kreisringförmiges Element 608 angeordnet und an diesen befestigt, an welchem ein Anlasserzahnkranz 609 befestigt ist.

Mit dem Gehäuse 601 ist ein zentraler Zapfen 610 radial innen verbunden. Der  
5 Zapfen ist mittels der Schweißung 612 mit dem Gehäuse verbunden. Der Zapfen 610 weist Kanäle 611, 613 und 614 auf, wobei der Kanal 611, welcher eine radiale und eine axiale Erstreckungskomponente aufweist, sich im radial mittleren Bereich des Zapfens in die Kanäle 614 und 613 aufteilt. Der Kanal 614 weist eine radiale Erstreckungskomponente auf, wobei der Kanal 613 eine  
10 radiale und eine axiale Erstreckungskomponente aufweist. Die Kanäle 611, 614 verbinden den innerhalb der Getriebeeingangswelle 615 vorliegenden Kanal 616 zur Fluidverbindung mit dem Druckraum 617. Der Druckraum 617 steht mit den Kanäle 611, 616 mit einer Druckmittelversorgung, wie Pumpe und Ventile in Fluidverbindung, zur Beaufschlagung des Kolbens. Das Fluid des Druckraumes  
15 ist eine Fluidmenge, die nicht dem Strömungskreislauf des Wandlers im Torusbereich von Turbinenrad, Pumpenrad und Leitrad angehört und auch nicht zur Kühlung der Reibflächen der Wandlerüberbrückungskupplung verwendet wird. Dies erfolgt durch eine Trennung der Fluidmengen für den Wandlerkreislauf und die Beaufschlagung des Kolbens.

20

Der Druckraum 617 wird begrenzt durch die Gehäusewandung 601, den Zapfen 610 und durch den Kolben 620, wobei sich der Druckraum radial zwischen den Dichtungen 621 radial außen zwischen Gehäuse und Kolben und 622 zwischen Zapfen und Kolben erstreckt. Durch Druckbeaufschlagung des Druckraumes 617  
25 wirkt die Druckkraft in axialer Richtung auf den Kolben und dieser rückt die

Kupplung 650 ein. Die Kugel 623 verschließt den Kanal 613, so daß das Druckmedium nicht durch den Kanal 613 abfließen kann. Der Kanal 613 wird aus Herstellungsgründen eingebracht, um den Kanal 611 bis zur Abzweigung herstellen zu können.

5

Die Wandlerüberbrückungskupplung 650 ist als Lamellenkupplung mit den im wesentlichen kreisringförmigen Lamellen 651,652 und 653 ausgebildet, wobei die beiden axial äußeren Lamellen 651 und 652 über jeweils eine radial außen

liegende Verzahnung 654,655 mit der Gehäuseverzahnung 656 formschlüssig

10 drehfest mit dem Gehäuse 601 verbunden sind. Die dazwischen liegende

Lamelle 653 ist radial innen mit einem Verbindungselement 670 mit dem

Turbinenrad drehfest und formschlüssig verbunden. Die formschlüssige

Verbindung zwischen dem Verbindungselement 670 und der Lamelle 653

erfolgt mittels der Verzahnung 657 im radial inneren Bereich der Lamelle und

15 mittels der Verzahnung 671 an dem Verbindungselement. Als Axiallager der

Lamellen dient der Sicherungsring 659, der in eine Umfangsnut des Gehäuses

eingebracht ist. Dies ist auch in der Figur 11a dargestellt.

Der Kolben 620 weist einen Beaufschlagungsbereich 680 auf, welcher bei

20 Druckbeaufschlagung die Lamelle 652 beaufschlagt. Der

Beaufschlagungsbereich 680 ist im wesentlichen als kreisringförmiger Bereich

ausgebildet, welcher von dem Kolben in axialer Richtung hervorsteht und durch

Materialumformung aus dem Kolben herausgearbeitet wird. Der

Beaufschlagungsbereich 680 ist im wesentlichen radial mittig zur radialen

25 Ausdehnung der Reibbeläge 681,682 angeordnet, damit sich eine möglichst

- 39 -

homogene Kraftverteilung bei der Beaufschlagung der Lamellen ergibt. Der Beaufschlagungsbereich 680 ist im wesentlichen radial außerhalb der wirksamen Fläche des Kolbens als Begrenzungsfläche des Druckraumes 617 angeordnet, somit ist der Beaufschlagungsbereich radial außerhalb des Druckraumes 617 5 angeordnet.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler 600 weist weiterhin ein Turbinenrad 672, ein Pumpenrad 677, ein Leitrad 673 und einen bereits oben beschriebenen Dämpfer mit Ein- und Ausgangsteil 674,675 auf.

10

Die Figur 12 zeigt eine weitere vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung, wobei die Lamelle 690 axial zwischen den Lamellen 691 und 692 mittels einer radial innen liegenden Verzahnung mit dem Eingangsteil 693 des Dämpfers formschlüssig und drehfest verbunden ist. Dabei greifen radial nach innen abstehende Lappen der Lamelle in radial außen an dem Eingangsteil 15 ausgebildete Ausnehmungen des Eingangsteiles.

Die Figur 12a zeigt eine weitere erfindungsgemäße Ausgestaltung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers mit einer Wandler- 20 überbrückungskupplung nach Figur 12, wobei der axial verlagerbare Kolben 699 gegenüber dem Kolben der Figur 12 radial außen verlängert ist und mittels einer radial außen liegenden Verzahnung 699a des Kolbens drehfest in eine Innenverzahnung des Gehäuses eingreift.

Die Figur 13 zeigt eine weitere vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers 700 mit einem Gehäuse und einem Turbinenrad 702, wobei Pumpenrad und Leitrad nicht dargestellt sind. Das Turbinenrad 702 ist mittels der Verbindung 706, wie Niet, mit der Nabe 703 5 drehfest verbunden, wobei die Nabe 703 radial innen eine Getriebeeingangswelle mittels einer Keilwellenverzahnung 704 oder Kerbverzahnung drehfest aufnimmt. Der Kolben 705 ist auf der Nabe drehbar und axial verlagerbar aufgenommen und radial gelagert, wobei ein Dichtungselement 707 innerhalb einer Umfangsnut 708 zwischen der Nabe und 10 einem in axialer Richtung sich erstreckenden radial innen liegenden Teil 705a des Kolbens aufgenommen ist. Der Kolben 705 weist am radial äußeren Bereich eine Verzahnung 710 auf, die in eine Innenverzahnung 711 des Gehäuses 701 eingreift, wodurch der Kolben 705 mit dem Gehäuse 701 drehfest und formschlüssig gekoppelt ist aber dennoch axial verlagerbar ist. In die 15 Außenverzahnung 710 des Kolbens 705 ist eine im wesentlichen kreisringförmige, im Schnitt I-förmige, Lamelle 720 mit einer Verzahnung eingehängt, die eine axiale Erstreckung in einem ersten Teilbereich 722 aufweist und eine radiale Erstreckung in einem zweiten Teilbereich 721 aufweist. Im Bereich der radialen Erstreckung ist eine Gegenreibfläche auf der dem 20 Gehäuse zugewandten Seite der Lamelle vorgesehen. Die Lamelle 720 liegt auf der der Gehäusewandung abgekehrten Seite der Lamelle 720 an einem Anlagebereich 730 des Kolbens 705 an, der im wesentlichen durch Materialumformung als kreisringförmiger Anlagebereich 730 ausgebildet ist. Radial innerhalb des Anlagebereiches 730 ist in einer Umfangsnut 731 ein 25 Dichtungselement 732 angeordnet, das zwischen Lamelle und Kolben dichtend

wirkt, da es zwischen diesen Bauelementen beaufschlagt wird. Dies ist auch in der Figur 13a zu erkennen.

Der Anlagebereich 730 ist im wesentlichen radial mittig zu den Rändern der

5 Reibbeläge 741a,741b angeordnet.

Axial zwischen der Lamelle 720, wie dem radialen Teil der Lamelle, und dem Gehäuse ist eine Kupplungsscheibe 740 mit radial außen liegenden Reibbelägen 741a,741b angeordnet. Die Reibbeläge sind auf einem Belagträger

10 742 aufgebracht, wie geklebt. Der Belagträger ist radial innen mit zwei Seitenscheiben 743,744 verbunden, wie vernietet. Die Seitenscheiben sind radial innen mit einem Nietelement 746 drehfest verbunden und fest beabstandet. Zwischen den Seitenscheiben 743,744 ist ein Flansch 745, wie ein kreisringförmiges Element, angeordnet, wobei sowohl der Flansch als auch die

15 Seitenscheiben Fenster 747 oder Auswölbungen aufweisen, in welchen Kraftspeicher 748 aufgenommen sind. Diese Kraftspeicher bewirken eine einer Verdrehung der Seitenscheiben relativ zu dem Flansch entgegenwirkenden Kraft. Im radial inneren Teilbereich weist der Flansch 745 eine Verzahnung 749 auf, die in eine Verzahnung 750 der Nabe eingreift.

20

Zwischen Kolben und Reibbelag ist eine Lamelle eingefügt, die in das Kolbenblech mittels Verzahnung verkippbar angeordnet ist. Die Kolbenkraft F wird an einem definierten Punkt bzw. an einem definierten Durchmesser des Kolbens oder des Reibbelages vom Kolben in die Lamelle eingeleitet. Die

25 Lamelle kann um diesen Punkt oder diese Linie, die kreisförmig sein kann,

kippen. Winkeländerungen des Gehäuses, zwischen Kolben und Gehäuse oder ähnliches, die beispielsweise durch Druckbelastung oder Drehzahlbelastung resultieren, können dadurch kompensiert werden. Durch die geeignete Wahl des Krafteinleitungspunktes oder der -linie, sowie der Materialstärke kann das Niveau

5 und der Verlauf der Belagpressung, also der Kraft auf den Belag als Funktion des Radius optimiert werden. Zur Abdichtung der Druckräume axial vor und nach dem Kolben dient ein Dichtungselement, wie O-Ring. Der O-Ring ist im wesentlichen sehr nahe an dem Krafteinleitungspunkt oder der -linie angeordnet, wobei es vorteilhaft ist, wenn das Dichtungselement auf der der Verzahnung der

10 Lamelle fernen Seite des Krafteinleitungspunktes angeordnet ist. Da die Lamelle, wie Kipplamelle, ein Drehmoment überträgt, ist sie durch eine Verzahnung, Laschen, Bolzen, Blattfedern oder ähnliches mit dem Kolben oder mit dem Gehäuse verbunden.

15 Die Figuren 14, 15, 16 und 16a zeigen weitere erfndungsgemäße Weiterbildungen. Der hydrodynamische Drehmomentwandler 800 der Figur 14 weist einen Kolben 801 der Wandlerüberbrückungskupplung auf, der radial außen ein Verzahnung 801a aufweist, in die eine Verzahnung 802a der Lamelle 802 eingreift und die Lamelle 802 drehfest mit dem Kolben verbindet. Die

20 Lamelle ist in einem Berührkreis 803 des Kolbens mit dem Kolben in Berührverbindung, wobei bei Kraftbeaufschlagung des Kolbens die Lamelle im Berührkreis 803 beaufschlagt wird. Der Berührkreis ist als Anlagebereich entsprechend der Figur 13 durch Materialumformung ausgebildet. Zwischen dem Berührkreis und dem radial inneren Rand der Lamelle ist ein Dichtungselement

25 angeordnet, welches den Spalt zwischen Kolben und Lamelle abdichtet.

Der Dämpfer ist derart ausgebildet, daß der Kolben 801 die eine Seitenscheibe bildet und die andere Seitenscheibe 806 derart angeordnet ist, daß der Flansch zwischen Seitenscheibe und Kolben angeordnet ist. In Kolben, Seitenscheibe

5 und Flansch sind Fenster und/oder Auswölbungen vorhanden, welche die Kraftspeicher 805 aufnehmen. Der Flansch steht mit mir der Nabe über eine Verzahnungspaarung, wie Flanschinnenverzahnung und Nabenußenverzahnung in drehfester Antriebsverbindung.

10 Der hydrodynamische Drehmomentwandler 820 der Figur 15 weist einen Kolben 821 der Wandlerüberbrückungskupplung auf, der radial außen ein Verzahnung 821a aufweist, in die eine Verzahnung 822a der Lamelle 822 eingreift und die Lamelle 822 drehfest mit dem Kolben verbindet. Die Lamelle ist in einem Berührkreis 823 des Kolbens mit dem Kolben in Berührverbindung, wobei bei 15 Kraftbeaufschlagung des Kolbens die Lamelle im Berührkreis 823 beaufschlagt wird. Der Berührkreis ist als Anlagebereich entsprechend der Figur 13 durch Materialumformung ausgebildet. Zwischen dem Berührkreis und dem radial inneren Rand der Lamelle ist ein Dichtungselement angeordnet, welches den Spalt zwischen Kolben und Lamelle abdichtet. Die Reibfläche der 20 Wandlerüberbrückungskupplung ist als konusförmige Reibfläche ausgebildet im Gegensatz zu der ebenen Reibfläche der Figur 14.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler 840 der Figuren 16 und 16a weist

einen Kolben 841 der Wandlerüberbrückungskupplung auf. an dem Kolben ist

25 radial innen en Belagträger 842 mit Reibbelag 843 mittels Schweißung 844 oder

Nietverbindung drehfest mit dem Kolben verbunden. Der Belagträger ist in einem Berührkreis 850 des Kolbens mit dem Kolben in Berührverbindung, wobei bei Kraftbeaufschlagung des Kolbens der Belagträger im Berührkreis 850 beaufschlagt wird. Der Berührkreis ist als Anlagebereich im wesentlichen durch

5 den radial äußeren Kreisring der Kolbens ausgebildet. Zwischen dem Berührkreis 850 und dem radial inneren Rand des Belagträgers ist ein Dichtungselement 845 in einer Aufnahme 846 angeordnet, wie aufgenommen, welches den Spalt zwischen Kolben und Belagträger abdichtet. Die Befestigungsbereiche des Belagträgers sind als in Umfangsrichtung

10 ausgerichtete ebene Lappen ausgebildet, an welchen der Belagträger mit dem Kolben verbunden ist.

Die Figur 17 zeigt eine weitere Ausführungsvariante eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers 900 mit einem gehäusefesten Pumpenrad 901, einem

15 Turbinenrad 902 und einem Leitrad 903, die in einem Gehäuse 904 aufgenommen sind, das aus zumindest zwei Teilgehäusen besteht und die miteinander abgedichtet verbunden, wie mittels Schweißung verbunden sind.

Das Turbinenrad 902 weist einen radial innen liegenden Ringbereich 905 auf,

20 der radial innen I-förmig ausgebildet ist. Das Turbinenrad ist in dem I-förmigen Bereich 905 auf einem Ansatz 906 der Nabe 907 aufgenommen und verdrehbar zu der Nabe gelagert und gegebenenfalls in radialer Richtung zentriert. Das Turbinenrad 902 ist im Bereich 905 mittels einer Verbindung, wie Nietelement 909 oder Schweißung, mit einem scheibenförmigen Element 908 drehfest

25 verbunden. Dieses scheibenförmige Element 908 weist eine Innenverzahnung

910 am seinem radial inneren Bereich auf, die in eine Außenverzahnung 911 der Nabe 907 mit Verdrehspiel eingreift.

Das Turbinenrad ist radial außen über den Mitnehmer 912, welcher drehfest mit

5 dem Turbinenrad verbunden ist, wie geschweißt ist, mit dem Dämpfer verbunden, wobei der Mitnehmer als Eingangsteil des Dämpfers ausgebildet ist. Mit dem Mitnehmer ist weiterhin ein scheibenförmiges Blechelement 913 mittels Verbindung 914, wie Nietelement oder Schweißung, verbunden. Das Element 912 und das Element 913 bilden jeweils eine Seitenscheibe, die als Eingangsteil

10 des Dämpfers ausgebildet sind, Zwischen den Seitenscheiben des Dämpfers ist ein Flansch 915 angeordnet, welcher Federfenster aufweist zur Aufnahme von Kraftspeichern 920, die in den Seitenscheiben 912,913 in Aufnahmen, in Umfangsrichtung aufgenommen oder abgestützt sind. Eine Relativverdrehung von Seitenscheiben 912,913 relativ zum Flansch 915 erfolgt unter

15 Beaufschlagung der Kraftspeicher 920 und entgegen der Rückstellkraft der Kraftspeicher, wie Federn oder elastischen Elementen. Der Flansch 915 ist Ausgangsteil des Dämpfers und weist radial innen eine Verzahnung 916 auf, die ohne Spiel in die Außenverzahnung der Nabe eingreift.

20 Die Wandlerüberbrückungskupplung weist eine Reibscheibe 921 auf, die in vorteilhafter Art beiderseits Reibbeläge trägt. Die Reibscheibe 921 steht über eine formschlüssige Verbindung, wie mittels Außenverzahnung der Reibscheibe 921 und Innenverzahnung des Elementes 912, mit dem Eingangsteil 912 des Dämpfers in Verbindung. Die Reibscheibe ist axial zwischen dem im

25 wesentlichen axial feststehenden Kolben 924, der gegen den Anschlag 930

festlegbar ist, und dem axial verlagerbaren Kolben 923 angeordnet, wobei die Reibflächen der Reibbeläge 922 der Reibscheibe mit Gegenreibflächen an den Kolben in Wirkverbindung bringbar sind, wenn der Druckraum 925, der zwischen Kolben 923 und Gehäuse gebildet ist und mittels der Dichtung 931 radial außen am Kolben 923 abgedichtet ist, druckbeaufschlagt wird. Der Dämpfer liegt somit radial außerhalb des Druckraumes zur Beaufschlagung zur Ein- oder Ausrückung der Kupplung und er liegt radial außerhalb der Reibflächen der Wandlerüberbrückungskupplung.

5

10 Die Figur 18 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen hydrodynamischen Drehmomentwandlers 1000. Dieser Drehmomentwandler 1000 weist ein Pumpenrad 1001, ein Turbinenrad 1002 und ein Leitrad 1003 innerhalb eines Gehäuses 1004 auf. Das Gehäuse 1004 besteht vorteilhaft aus zumindest zwei Gehäuseschalen 1004a, 1004b, welche beispielsweise mittels 15 Schweißung 1005 verbunden sind.

20 Das Turbinenrad 1002 weist eine Turbinenradschale 1006 auf, die eine Beschaufelung 1002a trägt. Weiterhin weist das Turbinenrad 1002 eine Turbinenradnabe 1007 auf. Die Schale 1006 und die Nabe 1007 sind im Bereich der Verbindung 1008 verschweißt, wie beispielsweise reibgeschweißt. Ebenso können Nabe und Schale verlötet, zusammen genietet oder anderweitig verbunden sein. Die Nabe 1007 besteht im wesentlichen aus einem kreisringförmigen Metallring, wie beispielsweise einem Blechring, mit einem Innendurchmesser und einem Außendurchmesser. Vorteilhaft ist es, wenn die 25 Nabe 1007 radial innen eine kreisringförmige Innenfläche 1008 aufweist, die

- 47 -

einen Ansatz 1009 einer Abtriebsnabe 1010 aufnimmt, wobei die Nabe 1007 auf der Abtriebsnabe 1010 drehbar gelagert ist und gegebenenfalls in radialer Richtung gelagert und/oder zentriert ist. Die Innenfläche 1008 ist vorteilhaft in axialer Richtung umgeformt oder durch spanende Bearbeitung, wie Drehen oder 5 Fräsen, hergestellt. Die Turbinenradnabe 1007 ist zwischen der Abtriebsnabe 1010 und der Leitradnabe 1011 in axialer Richtung aufgenommen und gelagert. Dabei ist die eine dem Pumpenrad 1001 abgewandte Seitenfläche der Nabe 1007 in Anlage mit einer Seitenfläche der Abtriebsnabe 1010 und die andere 10 dem Pumpenrad zugewandte Seitenfläche in Anlage mit einer Seitenfläche der Leitradnabe, wobei gegebenenfalls noch ein Gleit- oder Wälzlager zwischen den jeweiligen sich gegenüberliegenden Seitenflächen angeordnet sein kann. Die Turbine 1002 ist somit zweiteilig aus der Turbinenschale 1006 und der Turbinennabe 1007 gebildet, die miteinander verbunden sind.

15 Die Abtriebsnabe 1010 weist eine Innenverzahnung 1012, wie Keilnutenverzahnung auf, in die eine Getriebeeingangswelle 1014 mit ihrer Außenverzahnung 1013 drehfest formschlüssig eingreift. Innerhalb der Getriebeeingangswelle 1014 ist zumindest eine in axialer Richtung verlaufende Bohrungen 1015 oder ein Kanal vorgesehen, die der Fluidverbindung zwischen 20 den Druckräumen 1020 und gegebenenfalls 1021 und einer nicht dargestellten Fluidversorgung mit Pumpe und Steuerventilen dient. Durch diese Bohrung kann eine Versorgung eines Druckmittels zur Steuerung des Drehmomentwandlers 1000 oder der darin vorgesehenen Wandlerüberbrückungskupplung 1099 erfolgen.

- 48 -

Radial innen mit der Gehäuseschale 1004b ist ein Zapfen 1022 verbunden, wie verschweißt. Der Zapfen 1022 weist Bohrungen 1023, 1023a zur Fluidversorgung auf, wobei eine Bohrung 1023a mittels eines Verschlußelementes 1023b verschlossen ist. Dieser Zapfen 1022 weist weiterhin 5 eine radial außenliegende Zylindermantelfläche 1025 auf. Diese Fläche 1025 trägt den Kolben 1030 der Wandlerüberbrückungskupplung 1099. Weiterhin dient der Zapfen 1022 der Zentrierung des Wandlers 1000 in einer Aufnahme 1025 der Kurbelwelle 1026 des Motors.

10 Der Kolben 1030 der Wandlerüberbrückungskupplung 1099 ist derart ausgebildet, daß er in seinem radial inneren Bereich einen in axialer Richtung verlaufenden I-förmigen Ringbereich 1031 als Fuß besitzt, der beispielsweise durch Materialumformung gebildet wird. Dieser radial innen liegende Ringbereich 1031 nimmt den Zapfen 1022 radial innen auf, wobei zwischen dem Fuß 1031 15 des Kolbens 1030 und dem Zapfen 1022 ein Dichtungselement 1032 vorgesehen ist. Das Dichtungselement 1032 ist als Dichtungsring ausgebildet, der in einer Umfangsnut innerhalb des Zapfens 1022 aufgenommen ist. Dadurch ist der axial verlagerbare Kolben 1030 im radial inneren Bereich abdichtend aufgenommen.

20 Der Kolben 1030 weist radial weiter außen einen Ringbereich 1033 auf, der im wesentlichen eine Erstreckung in axialer Richtung aufweist, wobei dieser Ringbereich des Kolbens von einem mit dem Gehäuse 1004b verbundenen sich in axialer Richtung erstreckenden Ring 1035 radial innen aufgenommen ist. Der 25 Ring 1035 ist mit dem Gehäuse 1004b verbunden, wie beispielsweise

verschweißt. Zwischen dem Ringbereich 1033 des Kolbens 1030 und dem Ring 1035 ist ein Dichtungselement 1036 angeordnet, wie in einer Umfangsnut des Kolbens oder des Rings aufgenommen. Die Umfangsnut im Kolben 1030 und/oder in dem Ring 1035 kann durch eine spanende Bearbeitung, wie Drehen 5 oder Fräsen, oder durch eine spanlose Bearbeitung, wie Prägen oder Tiefziehen, eingebbracht sein.

Somit wird ein Raumbereich 1020 definiert und durch die Seitenflächen oder Wandungen des Gehäuses 1004b, des Kolbens 1030, des Rings 1035 und des 10 Zapfens begrenzt. Der Raumbereich 1020 ist durch die Fluidverbindung 1023a, 1023 in Fluidverbindung mit einer Fluidsteueranlage. Durch eine Druckbeaufschlagung des Raumbereiches 1020 kann der Kolben in seiner axialen Position gezielt gesteuert verlagert werden, damit das von der Wandlerüberbrückungskupplung 1099 übertragbare Drehmoment zwischen 15 einem Minimalwert von etwa 0 Nm bei geöffneter Kupplung bis zu einem maximalen Wert bei vollständig geschlossener Kupplung eingestellt werden kann.

Die Wandlerüberbrückungskupplung besteht im wesentlichen aus dem Kolben 20 1030 und aus einem Lamellenpaket 1040,1041 mit zweierlei Lamellen. Die einen Lamellen 1040 sind gegenüber dem Gehäuse 1004b drehfest angeordnet und die anderen Lamellen 1041 sind gegenüber einem Eingangsteil 1042 des Dämpfers 1050.

Die Lamellen 1040,1041 sind als im wesentlichen kreisringförmige Elemente ausgebildet, die in axialer Richtung alternierend geschichtet angeordnet sind. Auf den Lamellen können Reibbeläge angeordnet sein. Die Lamellen 1040 sind radial außen mit einer Außenverzahnung 1043 versehen, die in eine 5 Innenverzahnung 1044 des Gehäuses 1004b eingreifen und somit gegenüber dem Gehäuse formschlüssig drehfest angeordnet sind.

Die Lamellen 1041 weisen eine Innenverzahnung 1045 auf, die in eine Außenverzahnung des Eingangsteiles des Dämpfers eingreifen. Diese sind 10 somit mit dem Eingangsteil des Dämpfers formschlüssig drehfest verbunden. Das Eingangsteil 1042 des Dämpfers 1099 weist einen in axialer Richtung sich erstreckenden Bereich 1046 auf, der beispielsweise durch Materialumformung aus dem im wesentlichen kreisringförmigen Eingangsteil 1042 des Dämpfers 1099 radial außen gebildet ist. Dieser sich in axialer Richtung erstreckende 15 radial äußere Bereich des Eingangsteiles weist eine Außenverzahnung auf, in die die Lamellen 1041 formschlüssig eingreifen. Das Eingangsteil des Dämpfers ist somit als Lamellenträger ausgebildet oder einteilig mit diesem ausgebildet.

Die Wandlerüberbrückungskupplung besteht somit aus zumindest zwei 20 Außenlamellen 1040 und zumindest einer Innenlamelle 1041, wobei vorteilhaft mehr als eine Innenlamellen 1041, wie beispielweise zwei Innenlamellen, angeordnet sind. Die axial der Turbine 1002 benachbarte Lamelle 1040 ist axial durch einen Sicherungsring 1047 gesichert.

Der Kolben 1030 weist radial außen einen in axialer Richtung sich erstreckenden Bereich 1030a auf, der an seinem Endbereich in Richtung Turbinenrad 1002 weisend abgekröpft ist und als Beaufschlagungsbereich zur Betätigung der Wandlerüberbrückungskupplung 1099 dient. Der Kolben 1030 ist somit im

5 Schnitt betrachtet im wesentlichen s-förmig ausgebildet. Der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im Endbereich seines axial verlaufenden Bereiches 1030a ist radial außerhalb des Raumbereiches 1020 und axial zwischen dem Raumbereich 1020 und dem Turbinenrad 1002 angeordnet.

10 Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Kolben 1030 radial innen oder radial außen gegenüber dem Gehäuse 1004b drehfest aber axial verlagerbar verbunden ist. Dies kann beispielsweise durch eine Verzahnungspaarung im Bereich des Kolbens 1030 und des Zapfens 1022 oder im Bereich des Kolbens 1030 und des Rings 1035 erfolgen.

15

Das Eingangsteil 1042 des Dämpfers 1050 ist mit der Turbinenradnabe 1007 mittels des Niets 1051 drehfest verbunden. Der Nietkopf greift durch eine Öffnung im Ausgangsteil 1052 des Dämpfers 1050. Das Ein- und Ausgangsteil des Dämpfers sind im wesentlichen aus kreisringförmige Scheiben ausgebildet, 20 die entgegen der Rückstellkraft der zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern 1053 relativ zueinander verdrehbar sind. Das Eingangsteil 1042 des Dämpfers 1050 weist radial innen eine Verzahnung auf, die die Außenverzahnung der Abtriebsnabe 1010 mit Verdrehspiel aufnimmt. Das Ausgangsteil des Dämpfers 1052 weist ebenfalls radial innen eine Verzahnung 25 auf, die die Außenverzahnung der Abtriebsnabe ohne Verdrehspiel aufnimmt.

Wird ein Drehmoment von der Wandlerüberbrückungskupplung und/oder von dem Turbinenrad auf das Eingangsteil des Dämpfers geleitet, wird diese unter Relativverdrehung zwischen Ein- und Ausgangsteil über die Kraftspeicher auf das Ausgangsteil und auf die Abtriebsnabe übertragen, solange das

5 Verdrehspiel zwischen Eingangsteil und Abtriebsnabe noch nicht erreicht ist. Ist dieses erreicht, wird das Drehmoment direkt über die Innenverzahnung auf die Außenverzahnung der Abtriebsnabe geleitet.

Die Vernietung des Eingangsteiles des Dämpfers erfolgt mit dem Ausgangsteil

10 des Dämpfers unter Zulassung eines Verdrehspiels, wobei das Eingangsteil mit der Turbinenradnabe ohne Verdrehspiel vernietet ist.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die

15 Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbare Merkmale zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des

20 jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

- 5 Die Erfindung ist auch nicht auf das (die) Ausführungsbeispiel (e) der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen
- 10 Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfängerisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

Patentansprüche

1. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen Pumpenrad, einem Turbinenrad und gegebenenfalls 5 einem Leitrad, mit einer Wandlerüberbrückungskupplung mit einem axial verlagerbaren Kolben und einem Torsionsschwingungsdämpfer mit einem Eingangsteil und einem Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, sowie mit einer Nabe, dadurch 10 gekennzeichnet, daß das Turbinenrad und der Kolben mit dem Eingangsteil des Dämpfers drehfest verbunden sind und dieses über eine mit Verdrehspiel versehene Verbindung mit der Nabe verbunden ist, wobei das Ausgangsteil des Dämpfers mit einer ohne Verdrehspiel versehenen Verbindung mit der Nabe verbunden ist.
- 15 2. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Nabe eine Außenverzahnung aufweist und das Eingangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe mit Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung mit Verdrehspiel bildet, sowie das Ausgangsteil des Dämpfers 20 eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe ohne Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung ohne Verdrehspiel bildet.

- 55 -

3. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem in einem Gehäuse aufgenommenen Pumpenrad, einem Turbinenrad und gegebenenfalls einem Leitrad, mit einer Wandlerüberbrückungskupplung mit einem axial verlagerbaren Kolben und einem Torsionsschwingungsdämpfer mit einem Eingangsteil und einem Ausgangsteil, die zumindest entgegen der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, sowie mit einer Nabe, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben mit dem Eingangsteil des Dämpfers drehfest verbunden ist und dieses über eine mit Verdrehspiel versehene Verbindung mit der Nabe verbunden ist und das Turbinenrad mit dem Ausgangsteil des Dämpfers drehfest verbunden ist, wobei das Ausgangsteil des Dämpfers mit einer ohne Verdrehspiel versehenen Verbindung mit der Nabe verbunden ist.
- 15 4. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Nabe eine Außenverzahnung aufweist und das Eingangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe mit Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung mit Verdrehspiel bildet, sowie das Ausgangsteil des Dämpfers eine Innenverzahnung aufweist, die in die Außenverzahnung der Nabe ohne Verdrehspiel eingreift und somit eine Verbindung ohne Verdrehspiel bildet.
- 20 5. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach zumindest einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das
- 25

- 56 -

Turbinenrad einen radial inneren Ringbereich aufweist, welcher mit dem Ein- oder Ausgangsteil des Dämpfers drehfest verbunden ist, und einen sich in axialer Richtung erstreckenden Bereich aufweist und die Nabe einen sich in axialer Richtung erstreckenden Bereich aufweist, wobei das

5 Turbinenrad mittels der sich in axialer Richtung erstreckenden Bereiche auf der Nabe gelagert ist.

6. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad auf der Nabe in radialer

10 Richtung zentriert ist.

7. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfer aus zumindest zwei scheibenförmigen Elementen besteht, die entgegen

15 der Rückstellkraft von zwischen diesen angeordneten Kraftspeichern zueinander verdrehbar sind, wobei eines der scheibenförmigen Elemente das Eingangsteil des Dämpfers bildet und ein anderes der scheibenförmigen Elemente das Ausgangsteil des Dämpfers bilden, wobei die scheibenförmigen Elemente koaxial auf der Nabe angeordnet sind.

20

8. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil des Dämpfers mit zumindest einem in axialer Richtung

25 hervorstehenden Element verbunden oder einteilig ausgebildet ist, welches in Öffnungen des Ausgangsteiles eingreift.

9. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß eine Anlage des zumindest einen in axialer Richtung hervorstehenden Elementes des Eingangsteiles an 5 Randbereichen von Öffnungen des Ausgangsteiles einen Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil begrenzt.
10. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der 10 Verdrehwinkel zwischen Ein- und Ausgangsteil aufgrund einer Anlage des zumindest einen in axialer Richtung hervorstehenden Elementes des Eingangsteiles an Randbereichen von Öffnungen des Ausgangsteiles größer ist als das Verdrehspiel zwischen Eingangsteil und Nabe.
- 15 11. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß bei durch eine Relativverdrehung von Eingangsteil und Ausgangsteil überbrückte Verdrehspiel zwischen Eingangsteil und Nabe der Drehmomentfluß von dem Eingangsteil auf die Nabe erfolgt, bevor ein maximaler Verdrehwinkel 20 zwischen Ein- und Ausgangsteil durch Anlage des zumindest einen in axialer Richtung hervorstehenden Elementes des Eingangsteiles an Randbereichen von Öffnungen des Ausgangsteiles erreicht ist.
12. Hydrodynamischer Drehmomentwandler in Abänderung der Ansprüche 8 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine in axialer 25

- 58 -

Richtung hervorstehende Element mit dem Ausgangsteil verbunden oder einteilig ausgebildet ist und in Öffnungen des Eingangsteiles eingreift.

13. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine in axialer Richtung hervorstehenden Element des Ein- oder Ausgangsteiles ein Nietelement ist, welches mit dem Ein- oder Ausgangsteil formschlüssig verbunden.
14. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine in axialer Richtung hervorstehenden Element des Ein- oder Ausgangsteiles ein in axialer Richtung hervorstehender Lappen ist, welcher mit dem Ein- oder Ausgangsteil einstückig ausgebildet ist und durch Materialumformung aus dem Ein- oder Ausgangsteil herausgebildet ist..
15. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Nietelement das Eingangsteil und das Turbinenrad radial innerhalb der Turbinenradbeschaufelung verbindet.
16. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der axial verlagerbare Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung zumindest ein in axialer Richtung hervorstehendes Element aufweist, welches in eine

Aufnahme des Ein- oder Ausgangsteiles eingreift und den Kolben mit diesem formschlüssig verbindet.

17. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 16,  
5 dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine in axialer Richtung hervorstehendes Element ein mit dem Kolben oder den Ein- oder Ausgangsteil verbundenes Nietelement ist.
18. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 16,  
10 dadurch gekennzeichnet, daß das zumindest eine in axialer Richtung hervorstehendes Element ein aus dem Blech des Kolbens oder des Ein- oder Ausgangsteiles herausgebildetes, wie umgeformtes, Element ist.
19. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der  
15 vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung einen radial inneren Ringbereich aufweist, welcher auf einem Ansatz der Nabe axial bewegbar aufgenommen ist.
20. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der  
20 vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben der Wandlerüberbrückungskupplung einen radial inneren Ringbereich aufweist, welcher auf der Getriebeeingangswelle axial bewegbar aufgenommen ist.

- 60 -

21. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben im radial inneren Bereich in radialer Richtung zentriert ist.

5 22. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einer Wandler-  
überbrückungskupplung mit einem Kolben, zumindest einer ersten  
Reibfläche und einer zweiten Reibfläche, insbesondere nach einem der  
vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben die  
erste Reibfläche als Reibfläche eines Reibbelages trägt, die mit einer  
10 zweiten Reibfläche im Bereich des Gehäuses, wie der Gehäusewandung,  
zusammenwirkt.

23. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einer Wandler-  
überbrückungskupplung mit einem Kolben, einer ersten Reibfläche und  
15 einer zweiten Reibfläche, insbesondere nach einem der vorhergehenden  
Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben die zweite  
Reibfläche trägt, die mit einer ersten Reibfläche eines Reibbelages,  
welcher im Bereich des Gehäuses, wie der Gehäusewandung, angeordnet  
ist, zusammenwirkt.

20

24. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einer Wandler-  
überbrückungskupplung mit einem Kolben, einer Reibfläche und einer  
Gegenreibfläche, insbesondere nach einem der vorhergehenden  
Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Kolben und  
25 Gegenreibfläche im Bereich der Gehäusewandung ein im wesentlichen

- 61 -

kreisringförmiges Element angeordnet ist, welches zum einen mit dem Kolben drehfest verbunden ist und zum anderen mittels des Kolbens in axialer Richtung auf die gehäuseseitige Reibfläche kraftbeaufschlagbar ist.

5 25. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben zumindest einen Beaufschlagungsbereich aufweist mittels welchem das kreisringförmige Element durch den Kolben beaufschlagbar ist.

10 26. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß der Beaufschlagungsbereich des Kolbens zumindest ein im wesentlichen kreisringförmiger Bereich des Kolbens ist, welcher in axialer Richtung gegenüber seiner direkten Umgebung hervorsteht.

15

27. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß der Beaufschlagungsbereich des Kolbens zumindest ein im wesentlichen kreisringförmiger Bereich des Kolbens ist, welcher durch Materialumformung, wie Stanzen oder Prägen, herstellbar ist und in wulstartiger Weise in axialer Richtung gegenüber seiner direkten Umgebung hervorsteht .

20 28. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der Ansprüche 24 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element im Bereich des Beaufschlagungsbereiches mit dem Kolben

25

- 62 -

verbunden, wie vernietet oder geschweißt oder formschlüssig verbunden, ist.

29. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der 5 Ansprüche 24 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element radial innerhalb des Beaufschlagungsbereiches mit dem Kolben verbunden, wie vernietet oder geschweißt oder formschlüssig verbunden, ist.
- 10 30. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der Ansprüche 24 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element radial außerhalb des Beaufschlagungsbereiches mit dem Kolben verbunden, wie vernietet oder geschweißt oder formschlüssig verbunden, ist.
- 15 31. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche 29 oder 31, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element als im Schnitt I-förmiges Element mit einem sich in radialer Richtung erstreckenden ersten Schenkel und einem sich in 20 axialer Richtung sich erstreckenden zweiten Schenkel ausgebildet ist.
32. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche 29 oder 31, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element an seinem sich in axialer Richtung sich 25 erstreckenden zweiten Schenkel eine Verzahnung, wie hervorstehende

- 63 -

Lappen, aufweist die in eine Gegenverzahnung, wie Aufnahmebereiche, des Kolbens in axialer Richtung formschlüssig drehfest eingreifen oder durchgreifen.

- 5 33. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element als im Schnitt I-förmiges Element ausgebildet ist und die formschlüssige Verbindung des sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkels mit dem Kolben radial innerhalb des 10 Beaufschlagungsbereiches des Kolbens ausgebildet ist.
34. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element als im Schnitt I-förmiges Element ausgebildet ist und die formschlüssige Verbindung des sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkels mit dem Kolben radial außerhalb des 15 Beaufschlagungsbereiches des Kolbens ausgebildet ist.
35. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der 20 Ansprüche 31 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die formschlüssige Verbindung des sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkels mit dem Kolben nur zur drehfesten Verbindung und nicht zur Übertragung einer Axialkraft ausgebildet ist.

-64-

36. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element als ebenes oder konusförmiges Element eine Reibfläche auf der dem Kolben abgewandten Seite trägt.

5

37. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das kreisringförmige Element als ebenes oder konusförmiges Element als Belagträgerelement einen Reibbelag mit Reibfläche auf der dem Kolben abgewandten Seite trägt.

10

38. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem kreisringförmigen Element und dem Kolben ein Dichtungselement, wie ein O-Ring, angeordnet ist.

15

39. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Dichtungselement radial innerhalb eines Beaufschlagungsbereiches des Kolbens angeordnet ist.

20

40. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Dichtungselement radial außerhalb eines Beaufschlagungsbereiches des Kolbens angeordnet ist.

25

41. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Dichtungselement radial zwischen zwei Beaufschlagungsbereichen des Kolbens  
5 angeordnet ist.
42. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Dichtungselement in einer Umfangsnut des Kolbens oder des kreisringförmigen  
10 Elementes aufgenommen ist.
43. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Reibfläche der Gehäusewandung und der Reibfläche des kreisringförmigen  
15 Elementes eine Lamelle mit einem sich in radialer Richtung erstreckenden Schenkel angeordnet ist, wobei die Lamelle beidseits eine Reibfläche aufweist.
44. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 43,  
20 dadurch gekennzeichnet, daß die Lamelle auf zumindest einer Seite ihres sich in radialer Richtung erstreckenden Schenkels einen Reibbelag mit einer Reibfläche trägt.
45. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 43,  
25 dadurch gekennzeichnet, daß die Lamelle einen sich in axialer Richtung

- 66 -

erstreckenden Schenkel aufweist, welcher mittels einer Verzahnung, wie eines hervorstehenden Lappens, in eine Gegenverzahnung, wie einen Aufnahmebereich, des Eingangsteiles des Dämpfers drehfest eingreift.

5 46. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 43, dadurch gekennzeichnet, daß die Lamelle einen sich in axialer Richtung erstreckenden Schenkel aufweist, welcher mittels einer Verzahnung, wie eines hervorstehenden Lappens, in eine Gegenverzahnung, wie einen Aufnahmebereich, des Turbinenrades drehfest eingreift.

10

47. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandlerüberbrückungskupplung zumindest einen Reibbelag aufweist, welcher einen radial inneren Randbereich und einen radial äußeren Randbereich aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen mittig zwischen den beiden Randbereichen angeordnet ist.

15 48. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandlerüberbrückungskupplung zumindest einen Reibbelag aufweist, welcher einen radial inneren Randbereich und einen radial äußeren Randbereich aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen radial innerhalb oder außerhalb der Mitte der beiden Randbereiche angeordnet ist.

25

- 67 -

49. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die einen Druckraum zur Druckmittelbeaufschlagung des Kolbens zur Steuerung des von der Kupplung übertragbaren Drehmomentes aufweist, wobei der 5 Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen radial außerhalb des Druckraumes angeordnet ist.

50. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die einen 10 Druckraum zur Druckmittelbeaufschlagung des Kolbens zur Steuerung des von der Kupplung übertragbaren Drehmomentes aufweist, wobei der Beaufschlagungsbereich des Kolbens im wesentlichen radial außerhalb des Druckraumes angeordnet ist, wobei die 15 Wandlerüberbrückungskupplung als Lamellenkupplung durch zwei mit dem Gehäuse drehfest verbundene Lamellen und einer axial dazwischen angeordneten Kupplungsreibscheibe ausgebildet ist und der Kolben mit seinem Beaufschlagungsbereich eine Lamelle in axialer Richtung beaufschlagt.

20 51. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 50, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Lamellen radial außen mit einer Verzahnung in eine Gegenverzahnung des Gehäuses formschlüssig drehfest eingreifen und die axial dazwischen angeordnete 25 Kupplungsreibscheibe mit dem Turbinenrad oder mit dem Eingangsteil des Dämpfers verbunden ist.

52. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehende Ansprüche 50 oder 51, dadurch gekennzeichnet, daß der axial bewegbare Kolben radial innen auf einem mit dem Gehäuse drehfest verbundenen Zapfen aufgenommen und zentriert ist und der Zapfen Kanäle zur Durchführung von Fluid oder Druckmittel in einen Druckraum aufweist.
  
53. Hydrodynamischer Drehmomentwandler gekennzeichnet durch seine besondere Ausgestaltung und Wirkungsweise entsprechend den vorliegenden Anmeldungsunterlagen.
  
54. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandlerüberbrückungskupplung eine Lamellenkupplung mit einer Mehrzahl von Lamellen, wie Innenlamellen und Außenlamellen, ist.
  
55. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach Anspruch 54, dadurch gekennzeichnet, daß die Lamellenkupplung zumindest eine Innenlamelle und zumindest zwei Außenlamellen aufweist.
  
56. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandlerüberbrückungskupplung einen Kolben aufweist, der in einem Teilbereich im Querschnitt im wesentlichen s-förmig ausgebildet ist.

- 69 -

57. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Eingangsteil des Dämpfers mit einem Lamellenträger einteilig ausgebildet ist, wobei der Lamellenträger mit den Innenlamellen der 5 Wandlerüberbrückungskupplung drehfest verbunden ist.

58. Hydrodynamischer Drehmomentwandler insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Turbinenrad zweiteilig aus der Turbinenradnabe und der 10 Turbinenradschale ausgebildet ist, wobei diese miteinander verbunden sind.

1/14

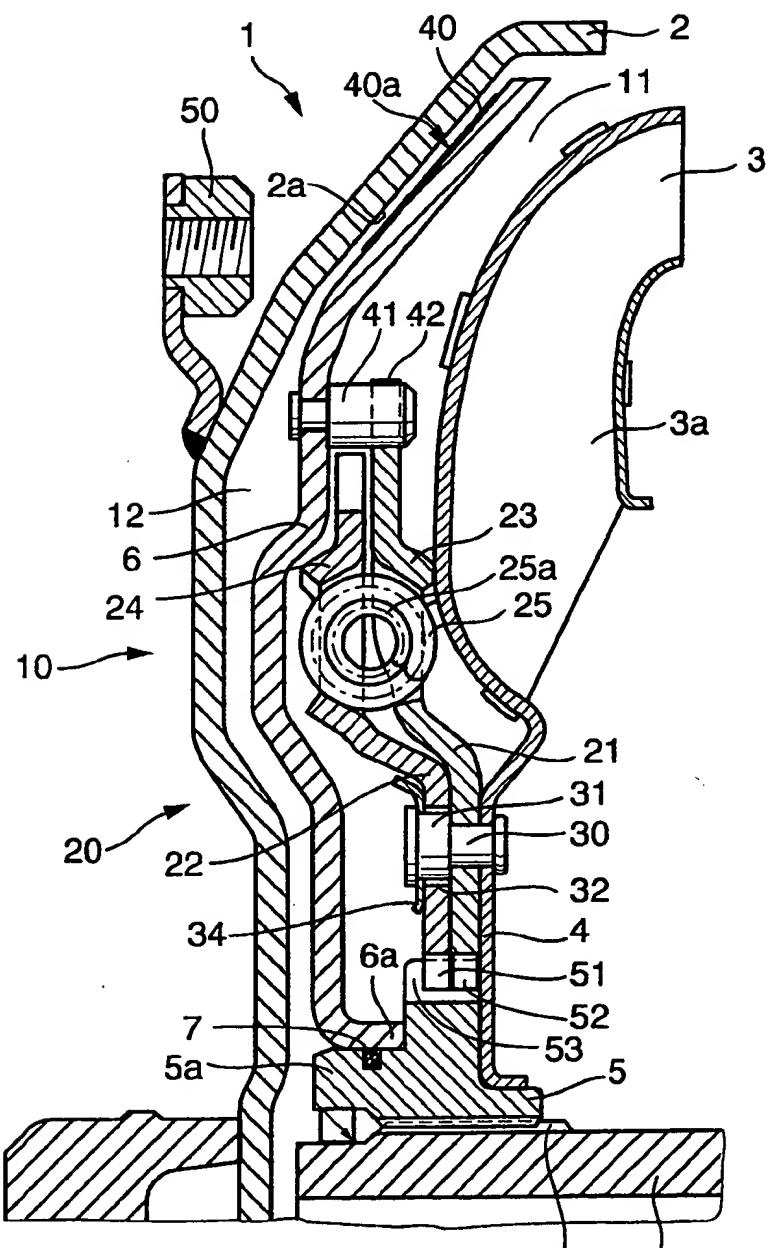


Fig. 1

2/14

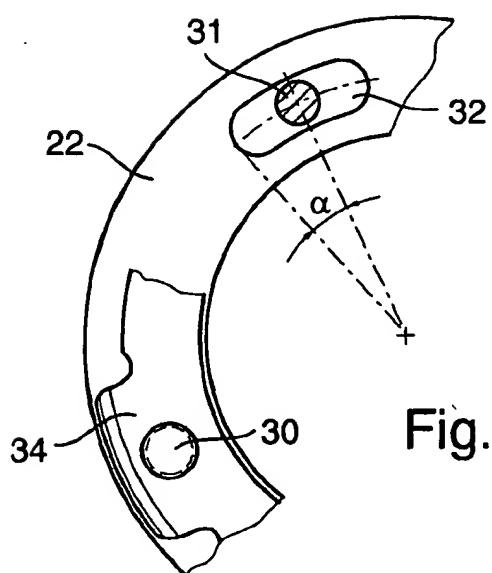


Fig. 1a

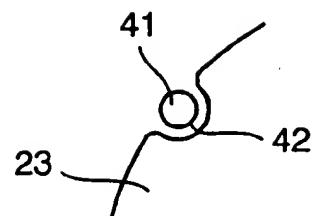


Fig. 1b

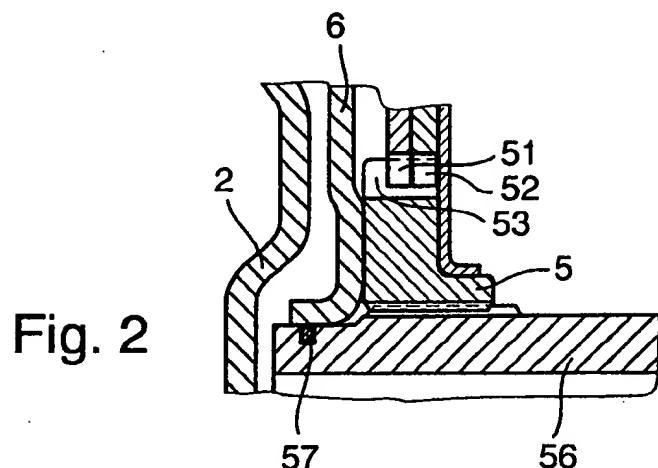


Fig. 2

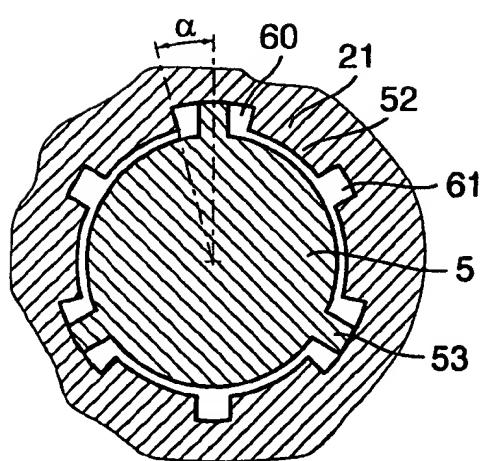


Fig. 3a

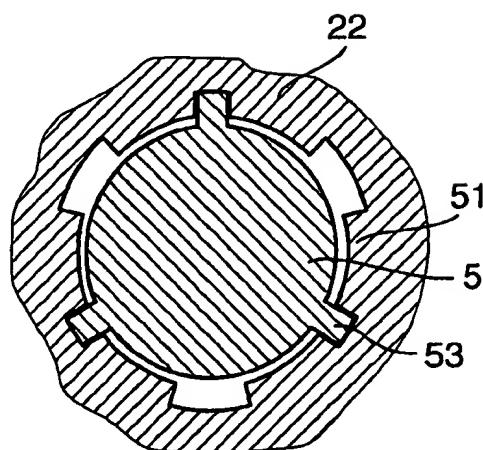


Fig. 3b

3/14

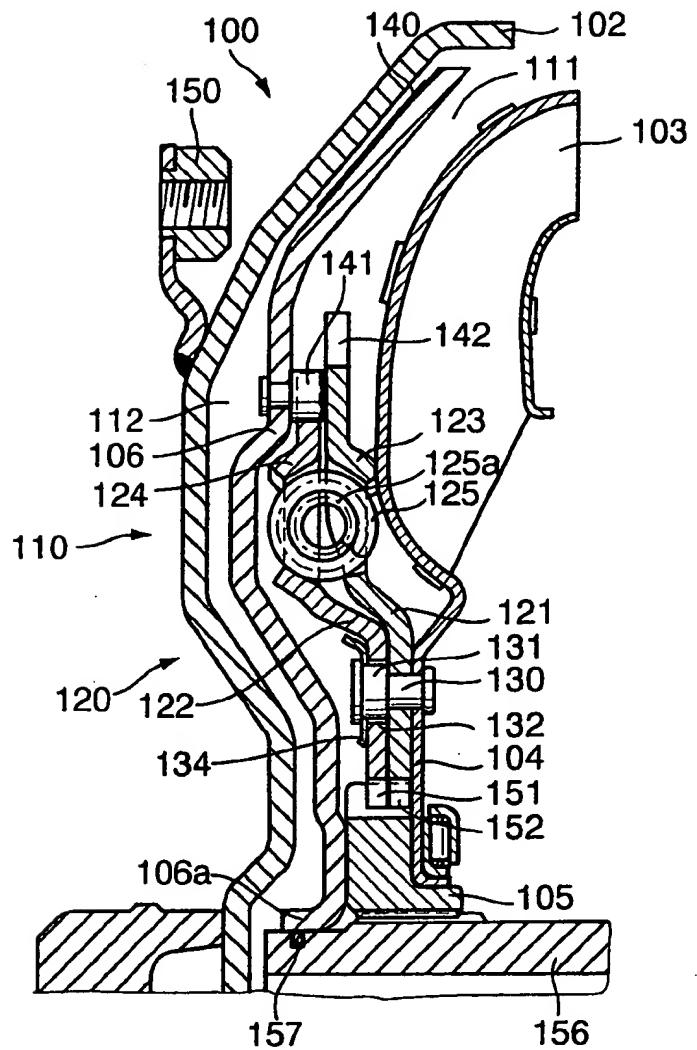
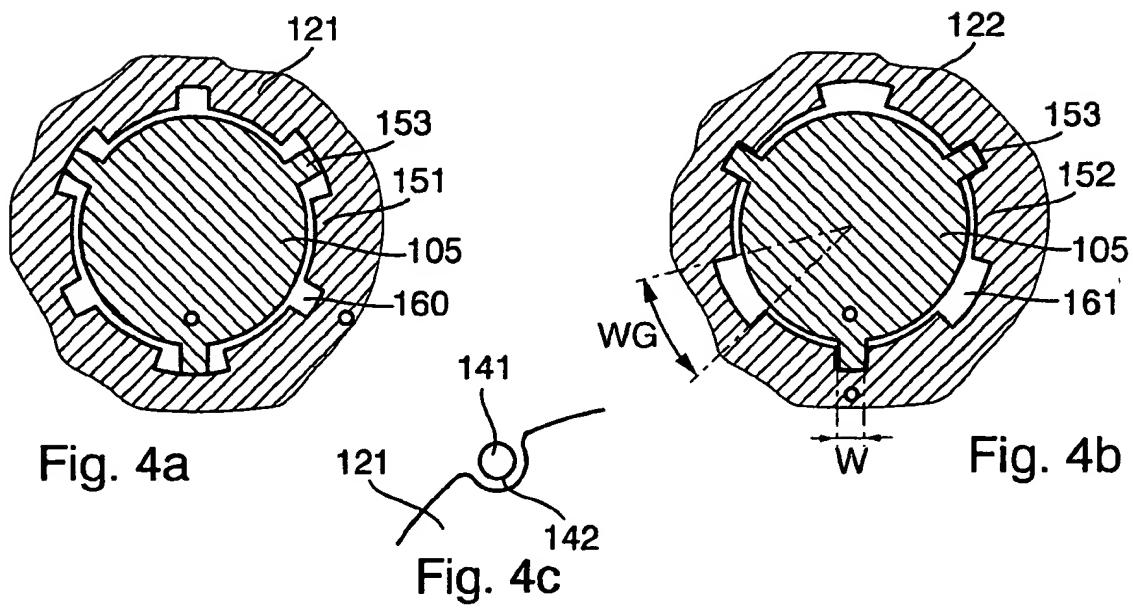


Fig. 4



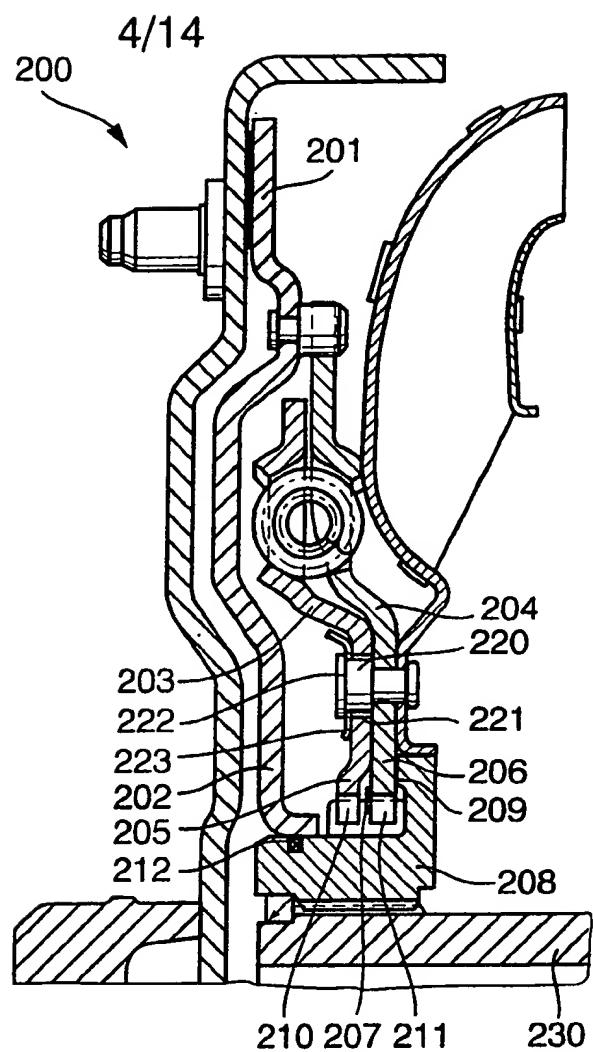


Fig. 5

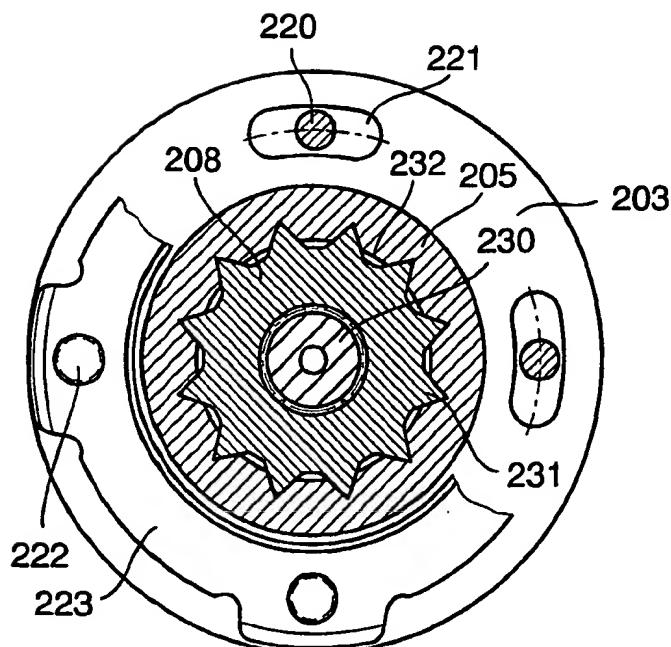


Fig. 5a

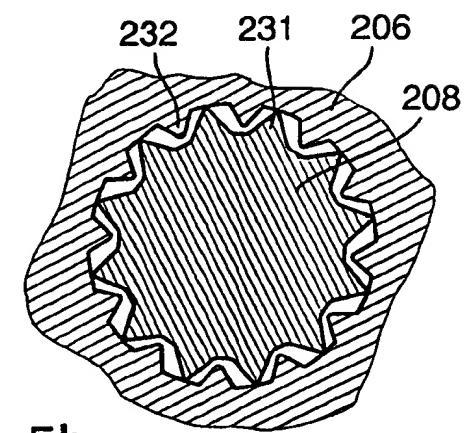


Fig. 5b

5/14

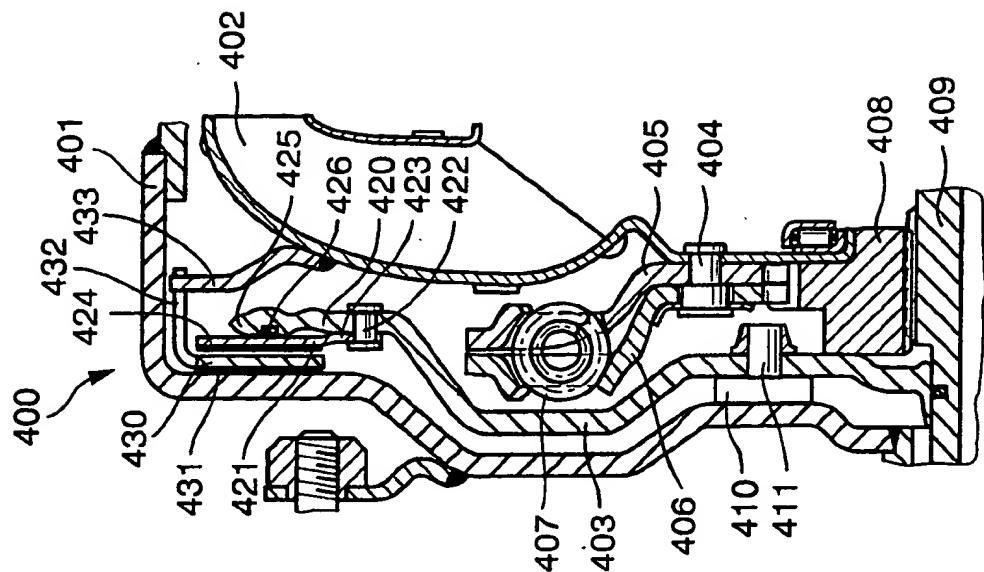


Fig. 7

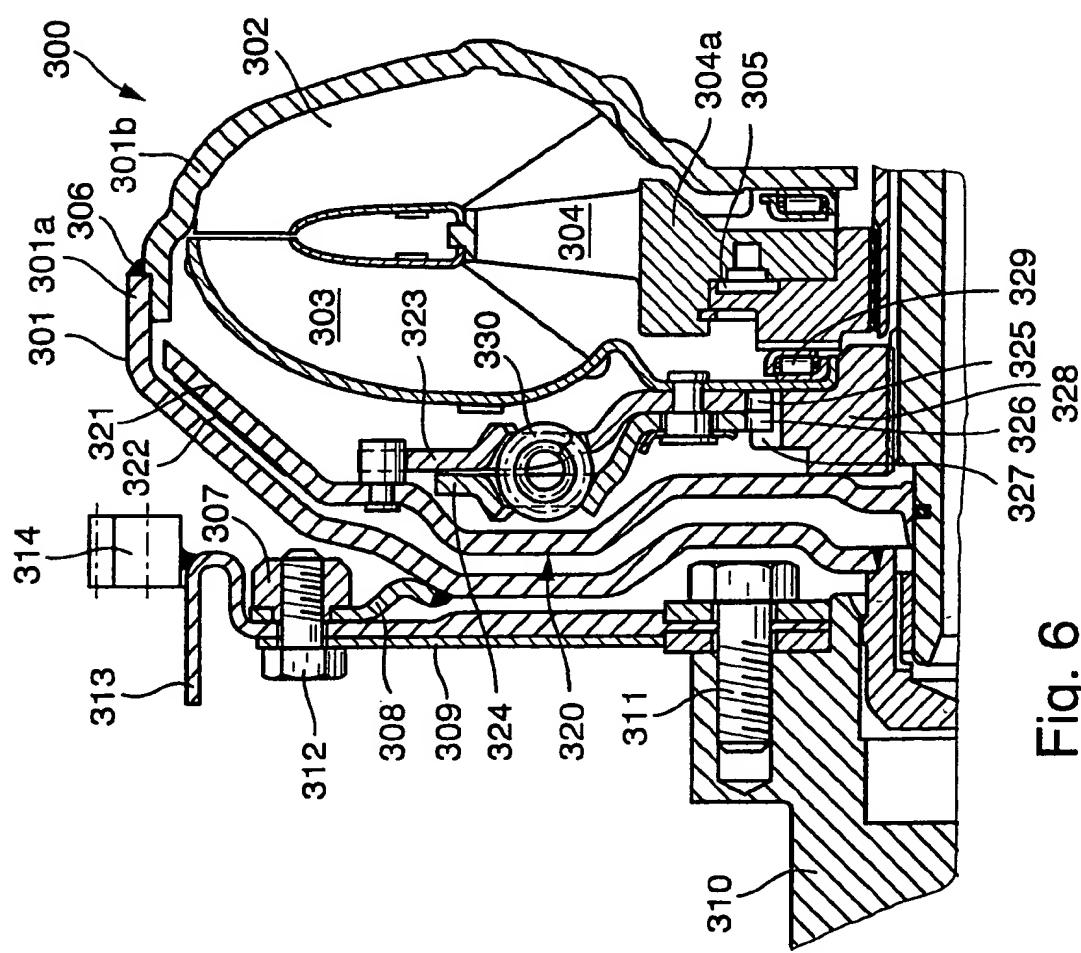


Fig. 6

6/14

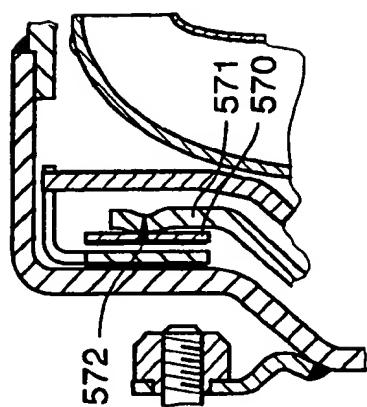


Fig. 10

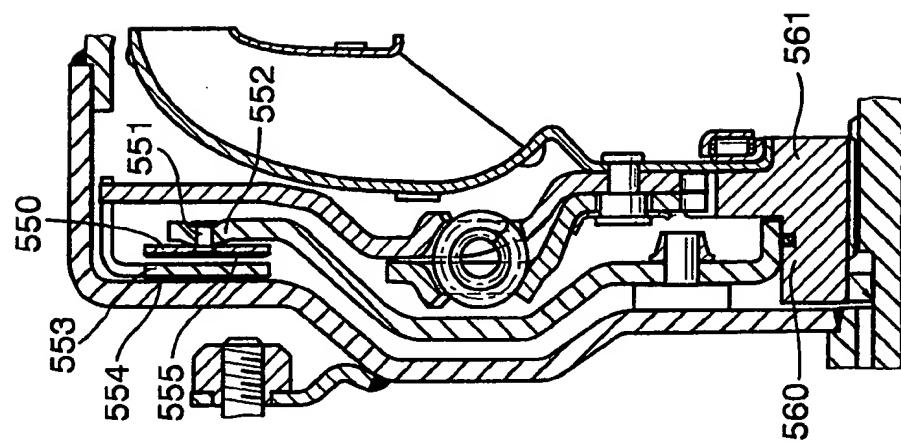


Fig. 9

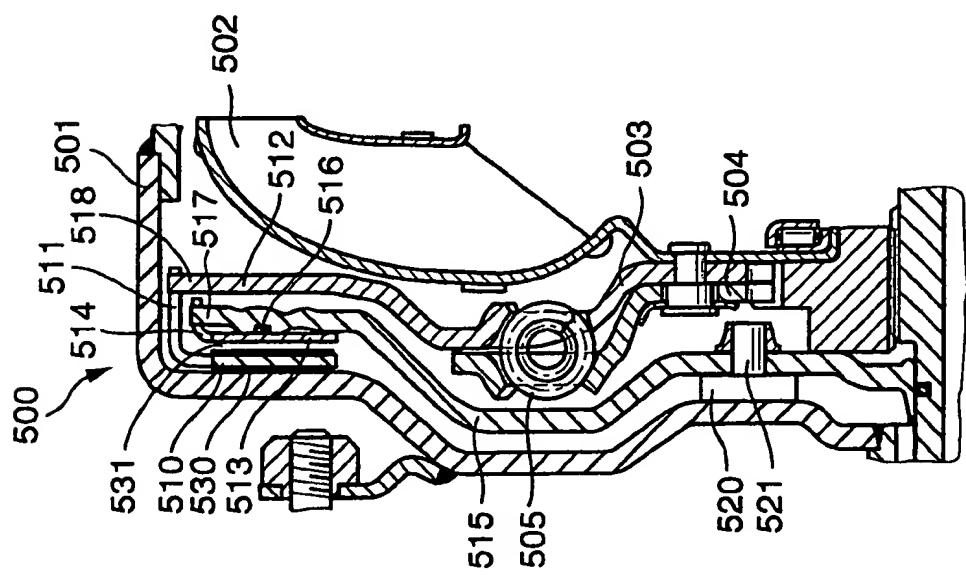


Fig. 8

7/14

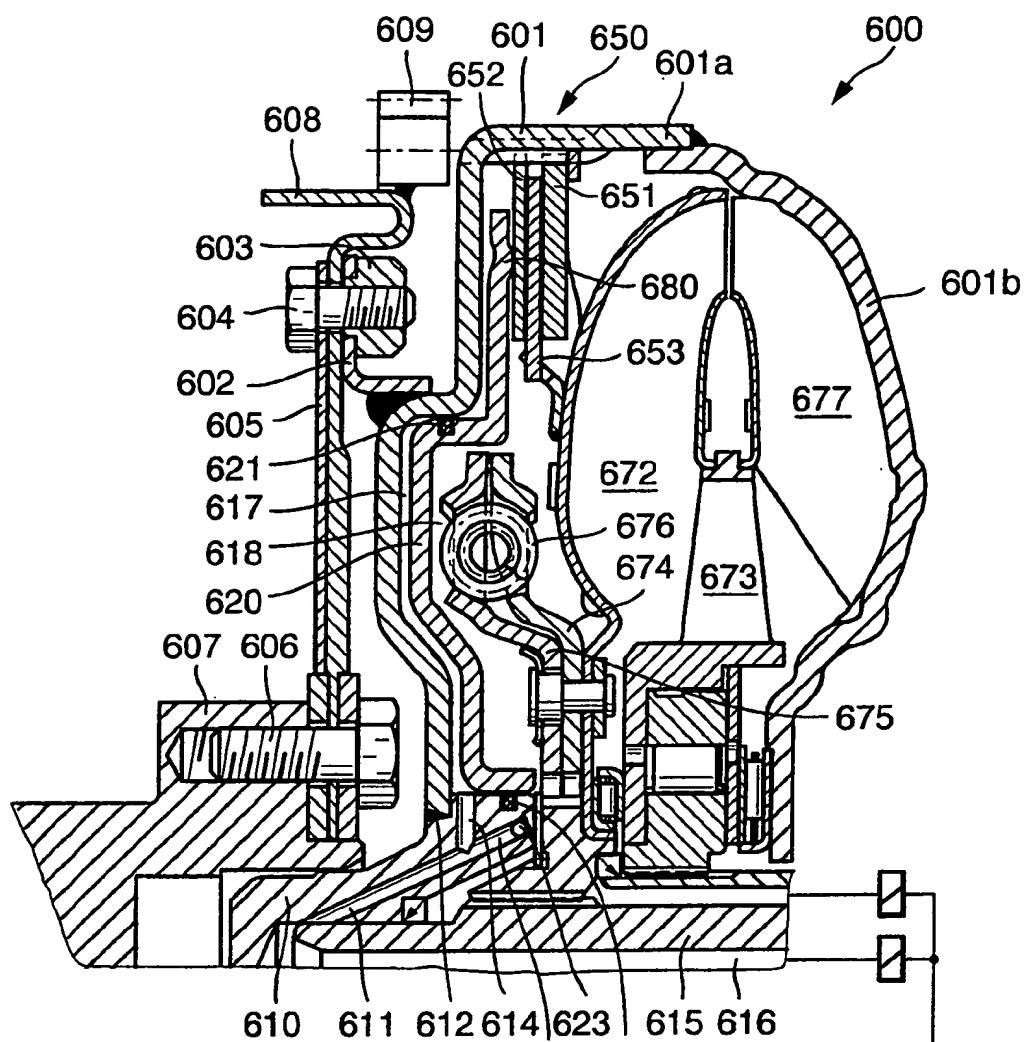


Fig. 11

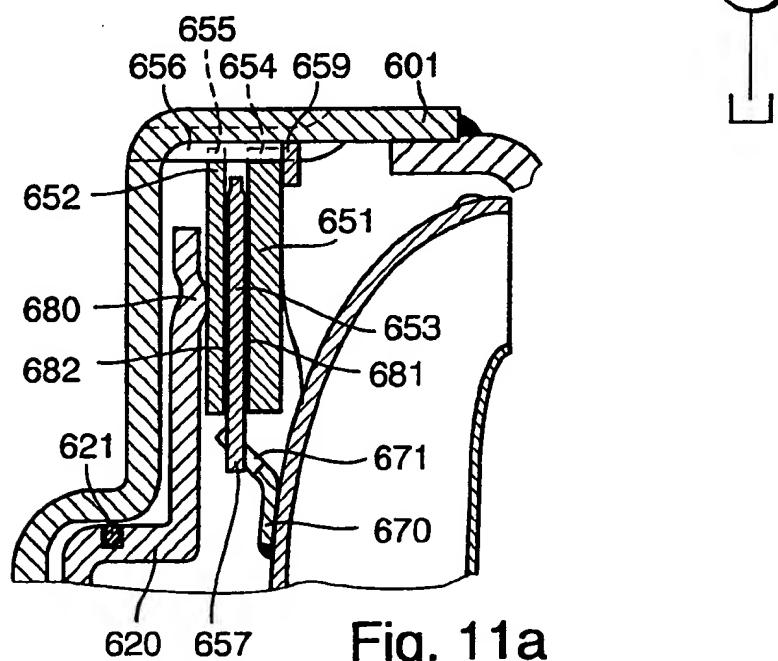


Fig. 11a

8/14

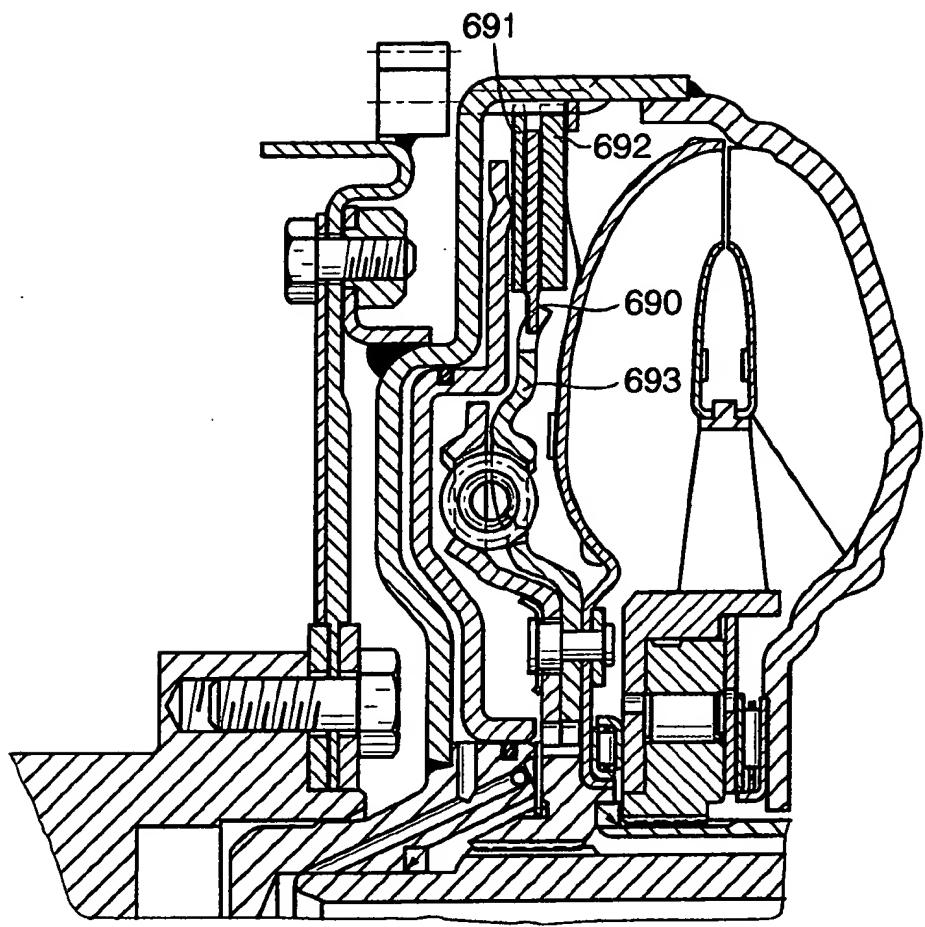


Fig. 12

9/14

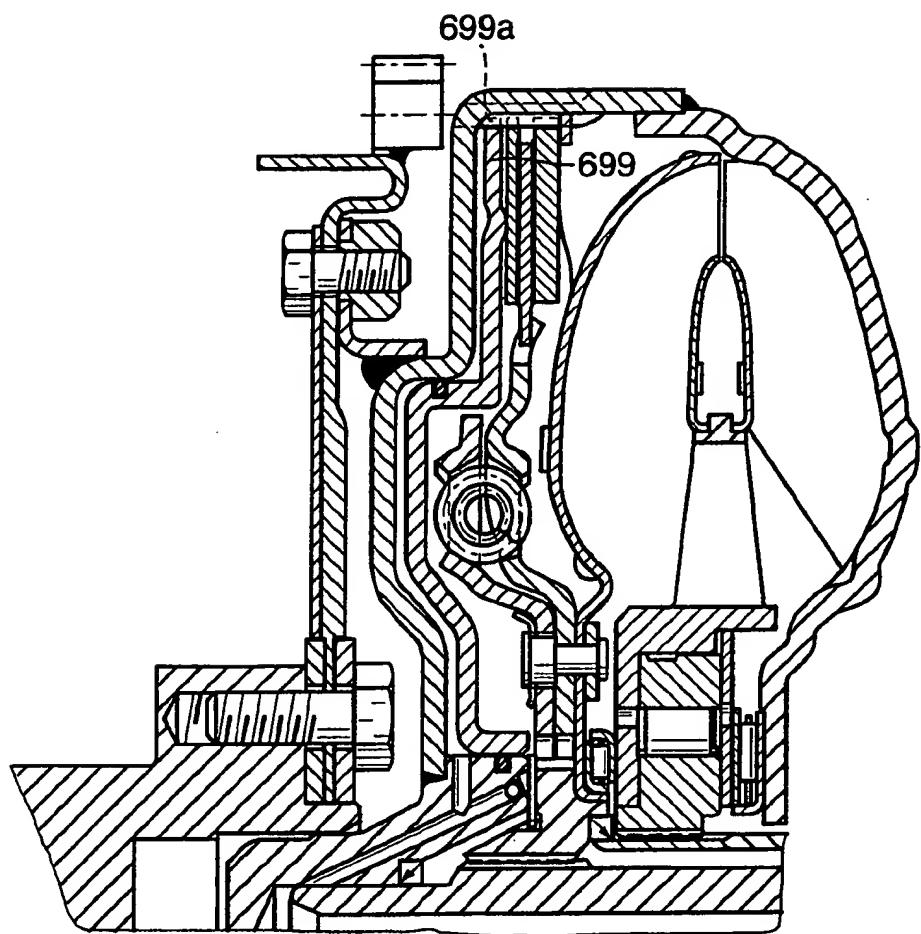


Fig. 12a

10/14

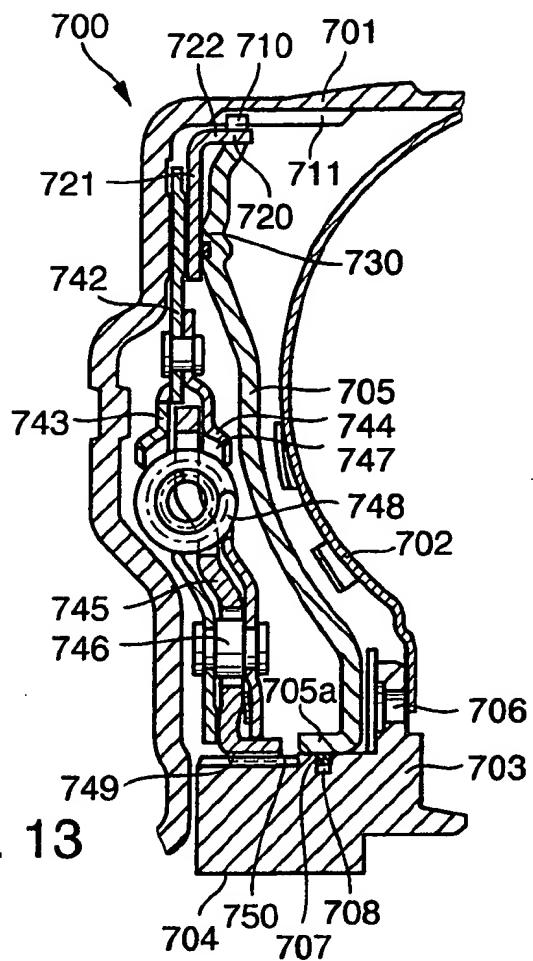


Fig. 13

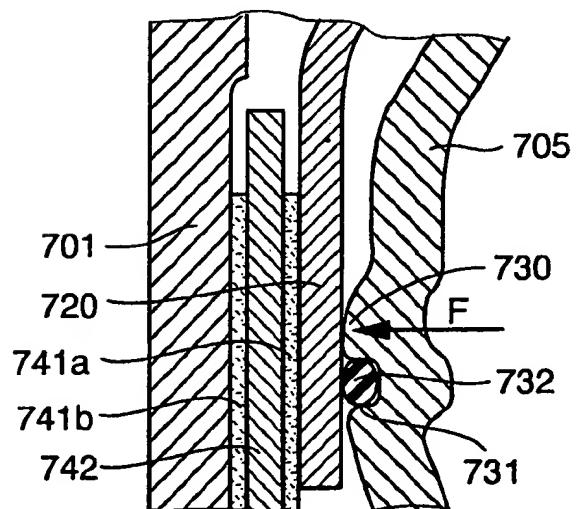
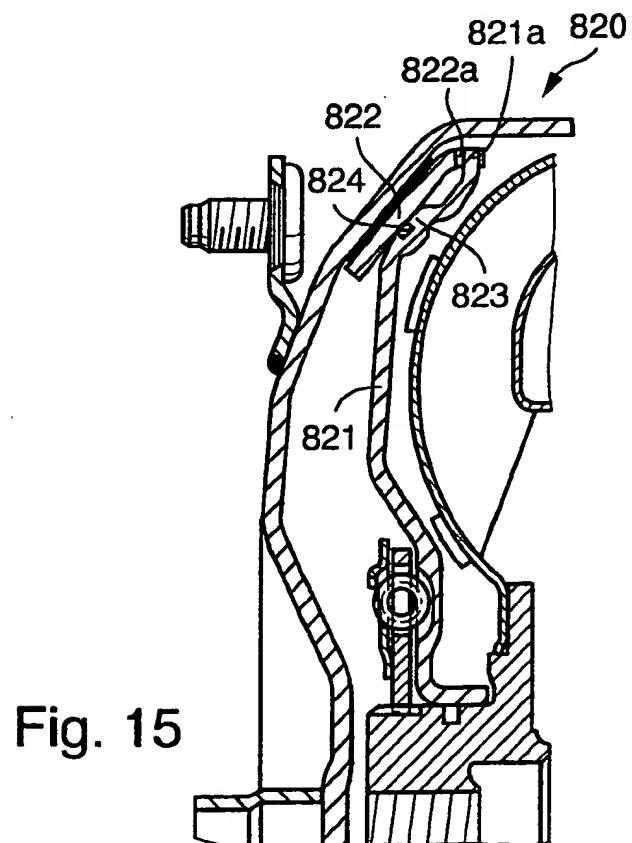
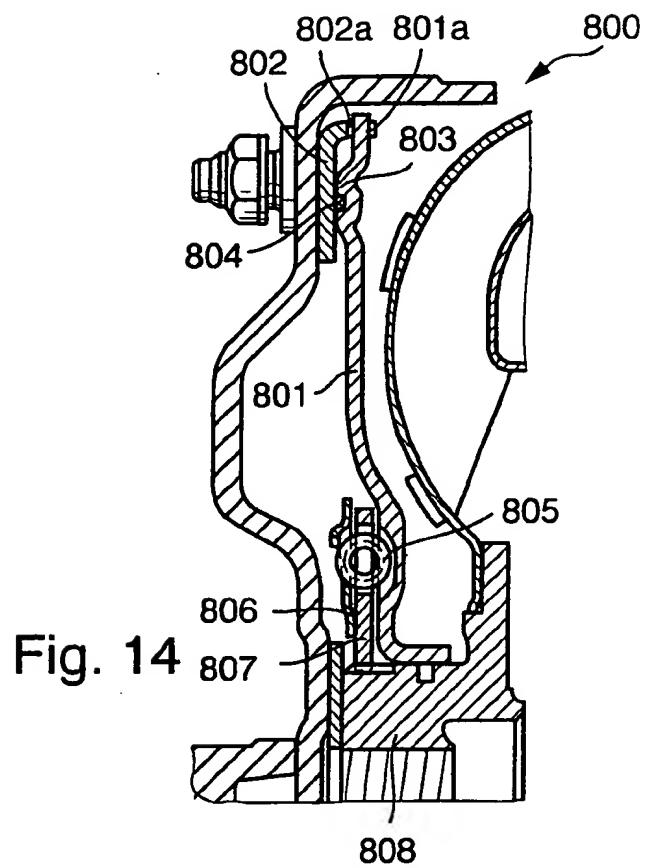


Fig. 13a

11/14



12/14

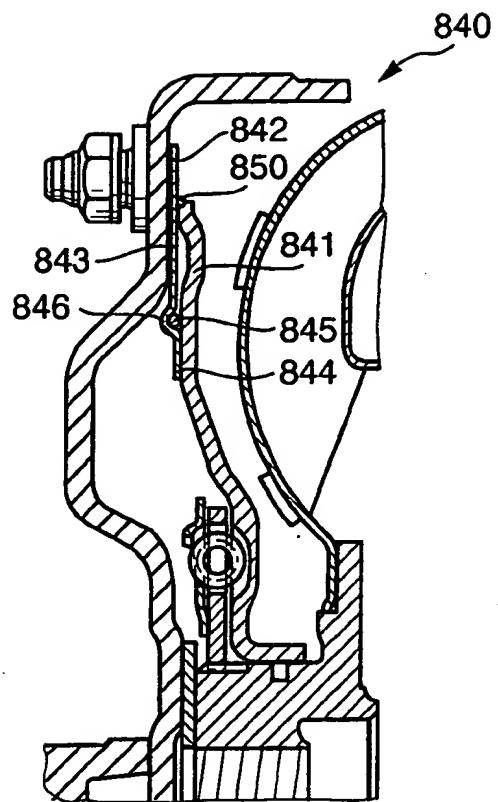


Fig. 16

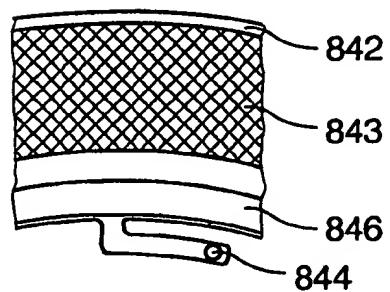


Fig. 16a

13/14

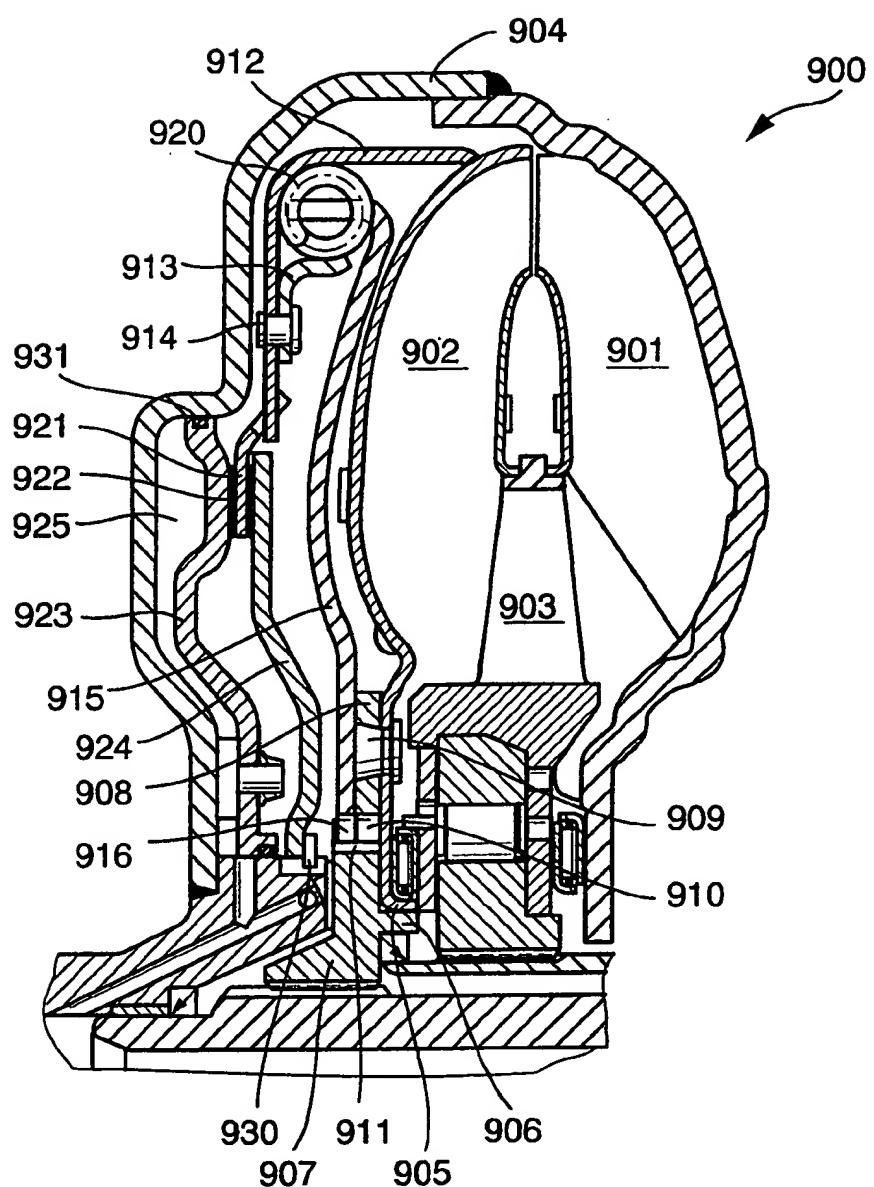


Fig. 17

14/14

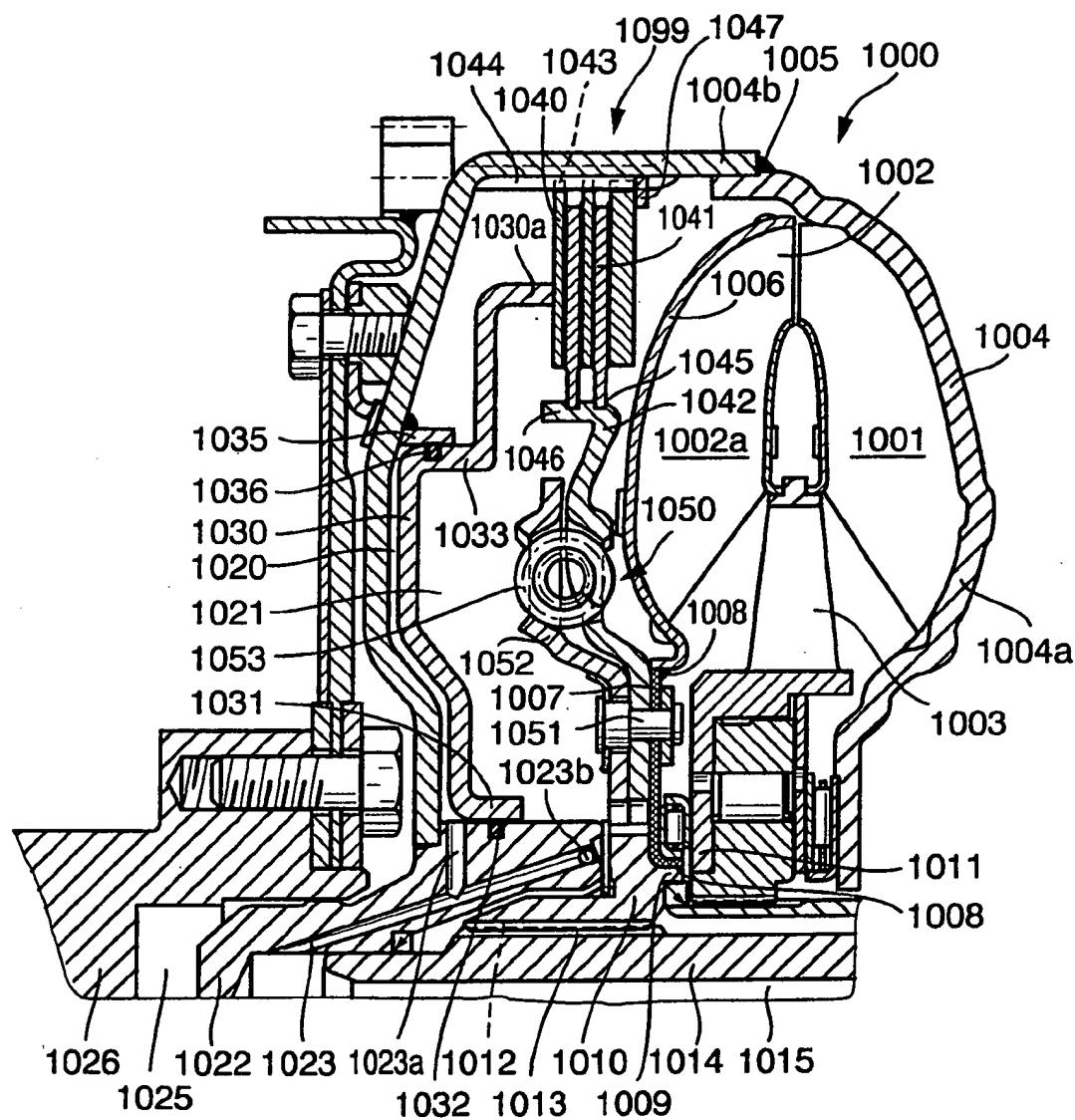


Fig. 18

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Intern. Application No  
PCT/DE 98/02547

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
IPC 6 F16H45/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 6 F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 195 15 302 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 2 November 1995	1,6,7, 13, 16-27, 36,37, 39,48, 56,58
A	see the whole document ---	2,4,10, 11
X	DE 44 24 986 A (FICHTEL & SACHS) 25 January 1996 see figures ---	3,6,7, 12,13, 19,21, 22,24, 39,48,58
		-/-

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

\* Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

6 January 1999

Date of mailing of the international search report

15.01.1999

Name and mailing address of the IBA

European Patent Office, P.B. 5818 Patenttaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Goeman, F

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Intern. At Application No

PCT/DE 98/02547

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 39 34 798 A (FICHTEL & SACHS AG) 25 April 1991  see claim 23; figure 6 ---	3,6,8,9, 13,14, 16,17, 19,21, 22,24, 25,39, 48,58
X	DE 35 43 013 A (FICHTEL & SACHS) 11 June 1987  ---	5-7,39, 41,42, 47, 49-52, 54,55, 57,58
A	see figures ---	40
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 007, no. 110 (M-214). 13 May 1983 & JP 58 030531 A (MITSUBISHI JIDOSHA KOGYO KK), 23 February 1983  see abstract & JP 05 803531 A (MITSUBISHI JIDOSHA KOGYO KK) 23 February 1983 ---	6,25,38, 40,42,47
A	---	41
X	US 5 383 540 A (MACDONALD) 24 January 1995  see figure 1 ---	6,7, 13-15, 19,21, 31,39, 43-45, 48,58
X	US 5 186 292 A (HAGEMAN) 16 February 1993  see figure 1 ---	6,7,13, 16,17, 19,21, 24,25, 28, 30-32, 34,35, 39,44, 47,58 29,33
A	---	
X	US 5 480 012 A (POLUBINSKI) 2 January 1996  see figure 1 ---	6,14,15, 19,21, 31,39, 43,44, 46,47,58
		-/-

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE 98/02547

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 41 21 586 A (FICHTEL & SACHS AG) 7 January 1993	3,6,7, 13,16, 17,19, 21,22, 24,25, 39,48,58 2,4
A	see figures 1,2 ---	
X	DE 44 31 640 A (LUK GETRIEBE-SYSTEME) 6 April 1995	6,7,19, 21,22, 24,25, 36,37, 47-51, 54-56,58
A	see figures 3,8,9 --- DE 42 13 341 A (LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGBAU) 5 November 1992 -----	

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/DE98/02547

**Box I Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 1 of first sheet)**

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1.  Claims Nos.: because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:
  
2.  Claims Nos.: because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:
  
3.  Claims Nos.: because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

**Box II Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 2 of first sheet)**

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

**See supplemental sheet**

1.  As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2.  As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3.  As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:
  
4.  No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

**Remark on Protest**

The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.

No protest accompanied the payment of additional search fees.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/DE 98/02547

The International Searching Authority has found that this international application contains multiple (groups of) inventions as follows:

1. Claim nos.: 1-4, 8-18, 57, 58

Turbine wheel, piston, torsional damper and hub circumferential backlash

2. Claim nos.: 5, 6, 7, 19-21

Position of turbine wheel, damper on the hub

3. Claim nos.: 22-27, 36, 37, 56

Circular ring-shaped element of the piston can be produced by material deformation

4. Claim nos.: 28-35, 38, 47-49

Circular ring-shaped element connected to piston with positive fit

5. Claim nos.: 39-42

Sealing element of piston

6. Claim nos.: 43-46, 50-52, 54, 55

Multi-plate coupling

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

Int'l. Application No

PCT/DE 98/02547

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date
DE 19515302	A 02-11-1995	US 5771998 A		30-06-1998
		DE 19514411 A		09-11-1995
		US 5667042 A		16-09-1997
DE 4424986	A 25-01-1996	NONE		
DE 3934798	A 25-04-1991	FR 2653513 A		26-04-1991
		GB 2237357 A,B		01-05-1991
		US 5080215 A		14-01-1992
DE 3543013	A 11-06-1987	SE 461868 B		02-04-1990
		SE 8605114 A		06-06-1987
US 5383540	A 24-01-1995	NONE		
US 5186292	A 16-02-1993	EP 0570036 A		18-11-1993
US 5480012	A 02-01-1996	NONE		
DE 4121586	A 07-01-1993	FR 2678342 A		31-12-1992
		SE 9201948 A		30-12-1992
		US 5215173 A		01-06-1993
DE 4431640	A 06-04-1995	CN 1109828 A		11-10-1995
		FR 2710123 A		24-03-1995
		GB 2281952 A,B		22-03-1995
		GB 2316140 A,B		18-02-1998
		GB 2316141 A,B		18-02-1998
		JP 7151207 A		13-06-1995
		US 5752894 A		19-05-1998
DE 4213341	A 05-11-1992	FR 2676106 A		06-11-1992
		FR 2712368 A		19-05-1995
		GB 2255395 A,B		04-11-1992
		GB 2287525 A,B		20-09-1995
		JP 5172184 A		09-07-1993
		US 5575364 A		19-11-1996
		US 5377796 A		03-01-1995

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 98/02547

## A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 6 F16H45/02

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 6 F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 195 15 302 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 2. November 1995	1, 6, 7, 13, 16-27, 36, 37, 39, 48, 56, 58
A	siehe das ganze Dokument ---	2, 4, 10, 11
X	DE 44 24 986 A (FICHTEL & SACHS) 25. Januar 1996	3, 6, 7, 12, 13, 19, 21, 22, 24, 39, 48, 58
	siehe Abbildungen ---	-/-

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweitliefhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchebericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

Absendedatum des internationalen Rechercheberichts

6. Januar 1999

15. 01. 1999

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchebehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Goeman, F

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 98/02547

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 39 34 798 A (FICHTEL & SACHS AG) 25. April 1991	3, 6, 8, 9, 13, 14, 16, 17, 19, 21, 22, 24, 25, 39, 48, 58
	siehe Anspruch 23; Abbildung 6 ---	
X	DE 35 43 013 A (FICHTEL & SACHS) 11. Juni 1987	5-7, 39, 41, 42, 47, 49-52, 54, 55, 57, 58
A	siehe Abbildungen ---	40
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 007, no. 110 (M-214), 13. Mai 1983 & JP 58 030531 A (MITSUBISHI JIDOSHA KOGYO KK), 23. Februar 1983	6, 25, 38, 40, 42, 47
A	siehe Zusammenfassung & JP 05 803531 A (MITSUBISHI JIDOSHA KOGYO KK) 23. Februar 1983 ---	41
X	US 5 383 540 A (MACDONALD) 24. Januar 1995	6, 7, 13-15, 19, 21, 31, 39, 43-45, 48, 58
	siehe Abbildung 1 ---	
X	US 5 186 292 A (HAGEMAN) 16. Februar 1993	6, 7, 13, 16, 17, 19, 21, 24, 25, 28, 30-32, 34, 35, 39, 44, 47, 58
A	siehe Abbildung 1 ---	29, 33
X	US 5 480 012 A (POLUBINSKI) 2. Januar 1996	6, 14, 15, 19, 21, 31, 39, 43, 44, 46, 47, 58
	siehe Abbildung 1 ---	
		-/-

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 98/02547

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 41 21 586 A (FICHTEL & SACHS AG) 7. Januar 1993	3, 6, 7, 13, 16, 17, 19, 21, 22, 24, 25, 39, 48, 58
A	siehe Abbildungen 1,2 ---	2, 4
X	DE 44 31 640 A (LUK GETRIEBE-SYSTEME) 6. April 1995	6, 7, 19, 21, 22, 24, 25, 36, 37, 47-51, 54-56, 58
A	siehe Abbildungen 3,8,9 --- DE 42 13 341 A (LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU) 5. November 1992 -----	

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/DE 98/02547

### Feld I Bemerkungen zu den Ansprüchen, die sich als nicht recherchierbar erwiesen haben (Fortsetzung von Punkt 1 auf Blatt 1)

Gemäß Artikel 17(2)a wurde aus folgenden Gründen für bestimmte Ansprüche kein Recherchenbericht erstellt:

1.  Ansprüche Nr. weil Sie sich auf Gegenstände beziehen, zu denen Recherche die Behörde nicht verpflichtet ist, nämlich
2.  Ansprüche Nr. weil sie sich auf Teile der internationalen Anmeldung beziehen, die den vorgeschriebenen Anforderungen so wenig entsprechen, daß eine sinnvolle internationale Recherche nicht durchgeführt werden kann, nämlich
3.  Ansprüche Nr. weil es sich dabei um abhängige Ansprüche handelt, die nicht entsprechend Satz 2 und 3 der Regel 6.4 a) abgefaßt sind.

### Feld II Bemerkungen bei mangelnder Einheitlichkeit der Erfindung (Fortsetzung von Punkt 2 auf Blatt 1)

Die internationale Recherchenbehörde hat festgestellt, daß diese internationale Anmeldung mehrere Erfindungen enthält:

siehe Zusatzblatt

1.  Da der Anmelder alle erforderlichen zusätzlichen Recherchengebühren rechtzeitig entrichtet hat, erstreckt sich dieser internationale Recherchenbericht auf alle recherchierbaren Ansprüche der internationalen Anmeldung.
2.  Da für alle recherchierbaren Ansprüche die Recherche ohne einen Arbeitsaufwand durchgeführt werden konnte, der eine zusätzliche Recherchengebühr gerechtfertigt hätte, hat die internationale Recherchenbehörde nicht zur Zahlung einer solchen Gebühr aufgefordert.
3.  Da der Anmelder nur einige der erforderlichen zusätzlichen Recherchengebühren rechtzeitig entrichtet hat, erstreckt sich dieser internationale Recherchenbericht nur auf die Ansprüche der internationalen Anmeldung, für die Gebühren entrichtet worden sind, nämlich auf die Ansprüche Nr.
4.  Der Anmelder hat die erforderlichen zusätzlichen Recherchengebühren nicht rechtzeitig entrichtet. Der internationale Recherchenbericht beschränkt sich daher auf die in den Ansprüchen zuerst erwähnte Erfindung; diese ist in folgenden Ansprüchen erfaßt:

Bemerkungen hinsichtlich eines Widerspruchs

Die zusätzlichen Gebühren wurden vom Anmelder unter Widerspruch gezahlt.  
 Die Zahlung zusätzlicher Gebühren erfolgte ohne Widerspruch.

WEITERE ANGABEN

PCT/ISA/ 210

Die internationale Recherchenbehörde hat festgestellt, daß diese internationale Anmeldung mehrere (Gruppen von) Erfindungen enthält, nämlich:

1. Ansprüche: 1-4,8-18,57,58

Verdrehspiel Turbinenrad, Kolben, Torsionsdämpfer, Nabe

2. Ansprüche: 5,6,7,19-21

Lagerung Turbinenrad, Dämpfer auf der Nabe

3. Ansprüche: 22-27,36,37,56

Kreisringförmige Element des Kolbens durch Materialumformung herstellbar

4. Ansprüche: 28-35,38,47-49

Kreisringförmige Element mit dem Kolben formschlüssig verbunden

5. Ansprüche: 39-42

Dichtungselement des Kolbens

6. Ansprüche: 43-46,50-52,54,55

Lamellenkupplung

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Intern. Aktenzeichen

PCT/DE 98/02547

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie			Datum der Veröffentlichung
DE 19515302 A	02-11-1995	US 5771998 A			30-06-1998
		DE 19514411 A			09-11-1995
		US 5667042 A			16-09-1997
DE 4424986 A	25-01-1996	KEINE			
DE 3934798 A	25-04-1991	FR 2653513 A			26-04-1991
		GB 2237357 A,B			01-05-1991
		US 5080215 A			14-01-1992
DE 3543013 A	11-06-1987	SE 461868 B			02-04-1990
		SE 8605114 A			06-06-1987
US 5383540 A	24-01-1995	KEINE			
US 5186292 A	16-02-1993	EP 0570036 A			18-11-1993
US 5480012 A	02-01-1996	KEINE			
DE 4121586 A	07-01-1993	FR 2678342 A			31-12-1992
		SE 9201948 A			30-12-1992
		US 5215173 A			01-06-1993
DE 4431640 A	06-04-1995	CN 1109828 A			11-10-1995
		FR 2710123 A			24-03-1995
		GB 2281952 A,B			22-03-1995
		GB 2316140 A,B			18-02-1998
		GB 2316141 A,B			18-02-1998
		JP 7151207 A			13-06-1995
		US 5752894 A			19-05-1998
DE 4213341 A	05-11-1992	FR 2676106 A			06-11-1992
		FR 2712368 A			19-05-1995
		GB 2255395 A,B			04-11-1992
		GB 2287525 A,B			20-09-1995
		JP 5172184 A			09-07-1993
		US 5575364 A			19-11-1996
		US 5377796 A			03-01-1995